

VŠB – Technická Univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Návrh jednotky denitrifikace spalin SCR ve variantě “Tail
End“ pro vybraný zdroj**

**Design of the Flue Gas Denitrification SCR Unit for the
Selected Energy Source in “Tail End“ Variant**

Student:

Bc. Pavel Šišpera

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Zbyszek Szeliga, Ph.D.

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Pavel Šišpera**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Návrh jednotky denitrifikace spalin SCR ve variantě "Tail End"
pro vybraný zdroj**
**Design of the Flue Gas Denitrification SCR Unit for the Selected Energy
Source in "Tail End" Variant**
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhnete základní koncept jednotky SCR ve variantě "Tail End" pro vybraný energetický zdroj, teplárnu spalující černé uhlí. Teplárna je vybavená polosuchou metodou odsiřování spalin.

Práce bude obsahovat: Teoretickou část vztahující se k technologiím denitrifikace spalin; základní hmotové a energetické bilance jednotky SCR v dané variantě pro vybraný zdroj; návrh základních technologických uzlů jednotky SCR v dané variantě; výkresovou dokumentaci jednotky - sestavu.

Seznam doporučené odborné literatury:

BLEJCHAŘ, T.: *Návody do cvičení „ Modelování proudění “-CFX*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009 ISBN 978-80-248-2050-7.

ČERNÝ, V. a kol.: *Parní kotle*. Praha : SNTL, 1983.

IBLER, Z. a kol.: *Technický průvodce energetika*. Praha: BEN – technická literatura, 2002.

KADLEC, Z.: *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. 1. vyd.

Ostrava: Edice SPBI SPEKTRUM, 2009. 100 s. ISBN 987-80-7385-061-6.

KOLAT, P.: *Přenos tepla a hmoty*. Skripta VŠB. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1987.

VEJVODA, J., MACHAČ, P., BURYAN, P.: *Technologie ochrany ovzduší a čištění odpadních plynů*, VŠCHT Praha, 2003, ISBN: 80-7080-517-X.


ON 074017 Tepelný výpočet parních kotlů.

Datum zadání: 13.12.2014


Datum odevzdání: 18.05.2015

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Zbyszek Szeliga, Ph.D.**


prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 18. 5. 2015

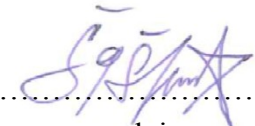
A handwritten signature in blue ink, consisting of stylized cursive letters and a large star-like flourish at the end.

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užití dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požádat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 18. 5. 2015



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Pavel Šišpera

Adresa trvalého pobytu autora práce: Dolní 844, Ostrožská Nová Ves, 68722

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŠIŠPERA, P. *Návrh jednotky denitrifikace spalin SCR ve variantě pro vybraný zdroj: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2015, 81 s. Vedoucí práce: Szeliga, Z.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem konceptu jednotky denitrifikace spalin SCR ve variantě „Tail End“. Teoretická část popisuje tvorbu oxidů dusíku, předcházení jejich vzniku a redukcí již vzniklých oxidů dusíku ve spalinách. Představuje producenty i metody, kterými lze vzniklé oxidy dusíku odstranit. V praktické části je zpracován návrh jednotky na odstranění NO_x metodou SCR v provedení „Tail End“. Návrh obsahuje stechiometrické výpočty, výpočet spotřeby činidla, návrh dvou typů výměníků tepla pro dohřev spalin a výpočet regeneračního ohříváku vzduchu. Závěrem jsou porovnány varianty a zhodnoceny výsledky.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

ŠIŠPERA, P. *Design of the Flue Gas Denitrification SCR Unit for the Selected Energy Source in "Tail End" Variant: Diploma Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2015, 81 p. Thesis head: Szeliga, Z.

This diploma thesis describes the concept design of the flue gas denitrification unit using SCR in the "Tail End" option. Theoretical part describes the formation of nitrogen oxides, prevention of their production and reduction of already formed nitrogen oxides in flue gas. It represents producers and methods which can remove the nitrogen oxides. In the practical part is processed the NO_x removal unit using SCR in the "Tail End" option. The design contains stoichiometric calculations, calculation of reagent consumption, design of two types of heat exchangers for flue gas reheat and regenerative air heater calculation. At the end of this diploma thesis the alternatives are compared and the results are evaluated.

Obsah

1.	Úvod.....	12
2.	Rozdělení zdrojů oxidů dusíku (NO_x).....	14
3.	Oxidy dusíku	15
3.1	Vznik oxidů dusíku	16
3.1.1	Vysokoteplotní NO_x	17
3.1.2	Palivové NO_x	17
3.1.3	Promptní NO_x	18
4.	Způsoby snižování tvorby NO_x	18
4.1	Primární opatření	18
4.1.1	První generace	18
4.1.2	Druhá generace	21
4.2	Sekundární opatření	22
5.	Selektivní nekatalytická redukce (SNCR) NO_x	22
6.	Selektivní katalytická redukce (SCR) NO_x	25
6.1	Mechanismus procesu	26
6.2	Uspořádání High Dust	28
6.3	Uspořádání Tail End	29
7.	Jednotlivé části SCR metody Tail End.....	30
7.1	Regenerační Ohřívák vzduchu typu Ljungstroem	30
7.2	Ohřev spalín	33
7.3	Vstřikování činidla	34
7.4	Homogenizátor proudící směsi	35
7.5	Usměrňovací lopatky v kolenu	35
7.6	Druhy katalyzátorů	36
7.7	Spalinový (odtahový) ventilátor	38
8.	Parametry pro které bude navržena jednotka SCR	38
8.1	Vstupní data pro návrh jednotky:.....	38

8.2	Složení paliva (černouhelný prach)	39
9.	Stechiometrické výpočty	39
10.	Stanovení entalpií a měrných tepelných kapacit	42
11.	Výpočet spotřeby čpavku	45
11.1	Výchozí hodnoty:	46
11.2	Čpavkový skluz	47
11.3	Celková spotřeba čpavku	47
12.	Výpočet plochy katalyzátoru	48
13.	Postup výpočtu regeneračního ohříváku vzduchu	50
13.1	Navržené hodnoty	51
13.2	Teoretický návrh regeneračního ohříváku	51
13.3	Základní rozměry regeneračního ohříváku spalin	55
14.	Výpočet kondenzačního výměníku s aplikací vstříků	56
14.1	Schéma výměníku	56
14.2	Stanovení množství vstříku	57
14.3	Navržené hodnoty potřebné pro výpočet kondenzačního výměníku	58
14.4	Řešení samotného výměníku tepla	59
15.	Výpočet kondenzačního výměníku se srážecem přehřátí	66
15.1	Schéma výměníku	67
15.2	Výpočet parního ohříváku spalin	67
15.2.1	Výpočet přestupu tepla na straně spalin	69
15.2.2	Výpočet přestupu tepla na straně páry	70
15.3	Výpočet kondenzačního výměníku	73
16.	Srovnání obou typů výměníků	76
16.1	Varianta č. 1	77
16.2	Varianta č. 2	77
16.3	Schéma doporučeného výměníku tepla	77
17.	Celkový koncept zařízení	79

18. Závěr	80
Použitá literatura	82
Seznam příloh.....	84

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Symbol	Veličina	Jednotka
A_c	čelní teplosměnná plach studené části	$[m^2]$
A_h	čelní teplosměnná plach horké části	$[m^2]$
$A_{h,s}$	plocha pro přestup tepla	$[m^2]$
A_{SCR}	skutečná plocha potřebná pro katalyzátor	$[m]$
A_{spec}	specifický povrch (hodnota od dodavatele)	$[m^2]$
b	šířka katalyzátoru	$[m]$
c	konstanta zohledňující polohu trubek	$[-]$
c	konstanta, jejíž hodnota závisí na uspořádání trubek	$[-]$
C_{max}	maximální tepelná kapacita toku	$[kW/K]$
C_{min}	minimální tepelná kapacita toku	$[kW/K]$
C_p	měrná tepelná kapacita média	$[J/(kg.K)]$
C_p	měrná tepelná kapacita trubky	$[J/(kg.K)]$
$C_{p,h}$	měrná tepelná kapacita horkých spalin	$[kJ/kg.K]$
$C_{p,s}$	měrná tepelná kapacita studených spalin	$[kJ/(kg.K)]$
C^r	Uhlík	$[\%]$
C_W	měrná tepelná kapacita matice rotoru	$[kJ/(kg.K)]$
d	průměr potrubí	$[m]$
d	průměr potrubí	$[m]$
d	průměr potrubí	$[m]$
g	gravitační konstanta	$[m/s^2]$
H^r	Vodík	$[\%]$
h_{vrstvy}	výška katalyzátoru	$[m]$
C_h	tepelná kapacita toku	$[kW/K]$
K_{kat}	aktivita katalyzátoru (hodnota od dodavatele)	$[-]$
$k_{x=0}$	součinitel přestupu tepla kapaliny	$[W/(m^2.K)]$

$k_{x=1}$	součinitel přestupu tepla plynu	$[W/(m^2 \cdot K)]$
l	délka katalyzátoru	$[m]$
L	charakteristický rozměr v tomto případě vnější průměr trubky	$[m]$
ℓ	charakteristická délka	$[m]$
L	charakteristický rozměr výška stěny	$[m]$
L	vnitřní průměr trubky	$[m]$
ℓ_v	výparné teplo vody	$[J/kg]$
$\dot{M}_{D,x}$	hmotnostní průtok plynné fáze	$[kg/h]$
$\dot{M}_{F,x}$	hmotnostní průtok kapalné fáze	$[kg/h]$
$M_{F,x1}$	množství páry proudící v jedné trubce	$[kg/s]$
m_h	množství horkých spalin	$[kg/s]$
m_s	množství studených spalin	$[kg/s]$
\dot{m}_{sp}	hmotnostní průtok spalin systémem	$[kg/s]$
$\dot{m}_v = \dot{m}_{par} = \dot{m}_{kon}$	množství páry proudící systémem	$[kg/h]$
M_W	celková hmotnost matice rotoru	$[kg]$
n	exponent, jehož hodnota závisí na uspořádání trubek	$[-]$
N	otáčky rotoru	$[ot/s]$
$Nu_{F,x}$	velikost Nuseltova kritéria	$[-]$
$Nu_{F,x,l}$	laminární Nuseltovo kritérium	$[-]$
$Nu_{F,x,t}$	ltubulentní Nuseltovo kritérium	$[-]$
n_{vrstev}	počet vrstev katalyzátoru	$[-]$
O^r	Kyslík	$[\%]$
p_{ef}	tlak při provozních podmínkách	$[Pa]$
p_N	tlak při normálních podmínkách	$[Pa]$
Pr_F	Prandtlovo kritérium pro kapalnou fázi	$[-]$
$Re_{F,x}$	Reynoldsovo kritérium pro kapalnou fázi	$[-]$
S^r	Síra	$[\%]$

t	střední teplota blány kondenzátu	[°C]
T_{ef}	teplota při pro	[K]
$t_{h,in}$	teplota horkých spalin na vstupu	[°C]
t_{KM}	teplota spalin	[°C]
T_N	teplota při nor	[K]
t_p	teplota páry	[°C]
$t_{s,in}$	teplota studených spalin na vstupu	[°C]
$t_{stř}$	střední logaritmická teplota výměníku	[°C]
u_D	rychlost plynné fáze	[m/s]
U_O	koeficient přestupu tepla	[W/(m ² .K)]
V_{ef}	objem při provoz	[m ³ _N /s]
V_N	objem při nor.	[m ³ _N /s]
Vol_{kat}	objem katalyzátoru	[m ³]
w	rychlost proudícího média v nejužším místě	[-]
w_{sp}	rychlost spalin	[m/s]
\dot{x}_{1-5}	poměrné množství páry ku kapalné fázi	[m ²]
δ_F^+	tloušťka filmu na teplo směnné ploše	[m]
Δi_{kon}	rozdíl entalpií na kondenzačním výměníku	[kJ/kg]
Δi_{par}	rozdíl entalpií na parním výměníku	[kJ/kg]
Δi_{sp}	rozdíl entalpií mezi vstupem a výstupem	[kJ/kg]
Δi_v	celkový rozdíl entalpií	[kJ/kg]
ε_i	součinitel vyjadřující vliv první a druhé řady	[-]
ε_s	součinitel vyjadřující vliv roztečí	[-]
η_D	dynamická viskozita plynné fáze	[kg/(m.s)]
η_F	dynamická viskozita kapalné fáze	[kg/(m.s)]
λ_p	prostup tepla párou	[W/(m.K)]

λ_s	prostup tepla stěnou trubky	[W/(m.K)]
λ_{sp}	součinitel prostupu tepla spaliny	[W/(m.K)]
λ	součinitel prostupu tepla	[W/(m.K)]
ξ_r	součinitel tření	[-]
π	matematická konstanta(Ludolfovo číslo)	[-]
ρ_k	hustota kondenzátu	[kg/m ³]
ρ	hustota média	[kJ/kg]
ρ_s	hustota stěny trubky	[kJ/kg]
ρ''	hustota nasycené páry	[kg/m ³]
ρ_D	hustota látky v plynné fázi	[kg/m ³]
ρ_F	hustota látky v kapalně fázi	[kg/m ³]
ν	kinematická viskozita	[m ² /s]

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

SCR	selektivní katalytická redukce
SNCR	selektivní nekatalytická redukce
TO	teplotní okno
NO _x	oxidy dusíku

KLÍČOVÁ SLOVA

- oxidy dusíku
- denitrifikace
- emise
- znečišťující látka
- čpavek

KEYWORDS

- nitrogen oxides
- denitrification
- emission
- pollutant
- ammonia

1. Úvod

Diplomová práce se zabývá návrhem jednotky denitrifikace spalín metodou selektivní katalytické redukce (SCR) ve variantě „Tail End“ pro teplárnu spalující černé uhlí. Denitrifikací spalín se rozumí snížení koncentrace škodlivých oxidů dusíku (NO_x) ve spalínách před vypouštěním do ovzduší. Metoda SCR potřebuje ke správnému průběhu chemické reakce katalyzátor. Dále se v praxi můžeme setkat se selektivní nekatalytickou redukce (SNCR). Tato metoda naopak nepotřebuje katalyzátor, protože reakce proběhne přímo v proudu spalín. Práce se zabývá výhradně metodou SCR ve variantě „Tail End“, popisuje tvorbu a rozdělení oxidů dusíku ve spalínách, předcházení jejich vzniku i redukci již vytvořených. Charakteristikou této varianty je její umístění v procesu redukce škodlivin a jak napovídá její název, na konci tohoto procesu tj. těsně před komínem.

V současné energetice je stávajícím trendem využívat fosilní paliva, zejména uhlí, k výrobě elektrické energie a tepla. Jejich spalováním však dochází k tvorbě škodlivin, které unikají do ovzduší ve formě emisí, což má nepříznivý dopad na životní prostředí. Legislativa ukládá provozovatelům energetických jednotek dodržovat emisní limity. Tyto limity nejsou stálé, mají klesající tendenci, a tím se neustále zvyšují nároky na technologie eliminace škodlivin.

Látku přítomnou v prostředí v koncentraci vyšší, než je přípustné můžeme nazvat škodlivinou. Mezi škodliviny, jejichž vzniku lze zabránit, a nebo je omezit řízeným spalovacím procesem, patří oxidy dusíku, sumárně označované jako NO_x . Jsou toxické pro živé organismy a mohou způsobit vážné problémy životnímu prostředí, například kyselé deště, smog, skleníkový efekt. Souhrnné označení NO_x v sobě zahrnuje z 90-99% oxid dusnatý NO , který je jedovatý a z 1-10% oxid dusičitý NO_2 , ten po smíchání se vzdušnou vlhkostí tvoří kyselinu.

První ze dvou významných producentů oxidů dusíku jsou mobilní zdroje, mezi které patří přenosná zařízení vybavená spalovacím motorem a dopravní prostředky. Přenosná zařízení zahrnují sekačky, kompresory, pily, čerpadla, atd. Dopravní prostředky v sobě skrývají silniční a kolejová vozidla, letadla a lodě. Tyto prostředky produkují 42% z celkového podílu NO_x . Stacionární zdroje jsou druhými významnými producenty oxidů dusíku a zahrnují elektrárny, teplárny, výtopny, rafinerie atd. Chemická reakce, při které vznikají oxidy dusíku, potřebuje teploty okolo 1000°C a vyš. Jinými slovy, oxidy dusíku se tvoří všude tam, kde jsou potřeba vysoké teploty.

Cílem mé diplomové práce je navrhnout zařízení snižující emise oxidů dusíku u teplárny produkující $650[\text{mg}_{\text{NO}_x}/\text{m}_\text{N}^3]$. Již zmiňovaná metoda selektivní katalytické redukce ve variantě „Tail End“ by měla být navržena tak, aby snížila oxidy dusíku ve spalínách na $150[\text{mg}_{\text{NO}_x}/\text{m}_\text{N}^3]$.

Diplomová práce je rozdělena do tří hlavních částí. První část se bude zabývat teorií vztahující se k technologiím denitrifikace spalin. Bude popsáno rozdělení oxidů dusíku, způsoby snižování tvorby v rozdělení na primární a sekundární opatření, definována selektivní nekatalytická redukce a selektivní katalytická a u níž budou popsány jednotlivé části v uspořádání „Tail End“.

Další část této práce se zabývá základní hmotovou a energetickou bilancí vybrané jednotky SCR a návrhem základních technologických uzlů.

Poslední část mé diplomové práce je věnována srovnání dvou výměníků tepla, které budou schopny vytvořit ideální teplotu pro redukci. Budou zjištěny hmotové toky ve výměnících a teploty na výstupu z nich. Součástí bilance je výpočet spotřeby činidla pro redukování $500 [\text{mg}_{\text{NO}_x}/\text{m}_\text{N}^3]$. V závěru práce bude zakreslena navržená jednotka do výkresu sestavy.

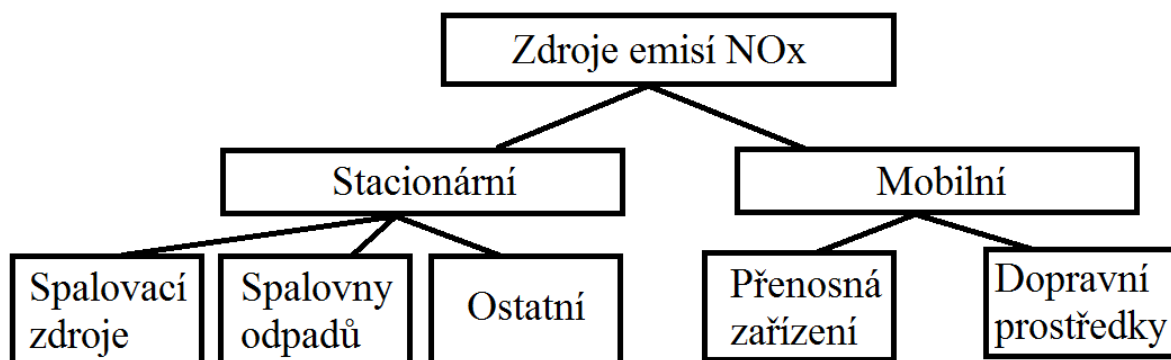
2. Rozdělení zdrojů oxidů dusíku (NO_x)

Oxidy dusíku neboli NO_x se řadí mezi škodliviny, které mají negativní dopad na životní prostředí. Současným trendem je snižování vypouštění škodlivin do ovzduší a omezování jejich produkce. Mezi hlavní velké producenty NO_x patří například elektrárny, teplárny, výtopny, atd., které tvoří 58% celkové produkce znečištění. Kontrola a sledování velkých zdrojů produkujících znečištění ovzduší je dnes samozřejmostí. Nástroj, který se ke kontrole vypouštění škodlivin u velkých zdrojů používá, se nazývá emisní limit. Definice tohoto pojmu je dána zákonem č. 86/2002 Sb., o ochraně ovzduší a o změně některých dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů a zní následovně: „*Nejvýše přípustné množství znečišťující látky nebo stanovené skupiny znečišťujících látek nebo pachových látek vypouštěné do ovzduší ze zdroje znečišťování ovzduší vyjádřené jako hmotnostní koncentrace znečišťující látky v odpadních plynech nebo hmotnostní tok znečišťující látky za jednotku času nebo hmotnost znečišťující látky vztahená na jednotku produkce nebo lidské činnosti nebo jako počet pachových jednotek na jednotku objemu nebo jako počet částic znečišťující látky na jednotku objemu.*“ [15]

Překročení emisních limitů je legislativou sankcionován, a proto je žádoucí najít spolehlivou, ekonomicky výhodnou a jednoduchou metodu odlučování škodlivin od látek vypouštěných do ovzduší.

Menší zdroje (hlavně automobilová doprava) vytvoří 42% celkové produkce znečištění. Omezování škodlivin u automobilové dopravy představuje např. investice do alternativních paliv, ale hlavně Evropská emisní norma (Euro) díky ní se od roku 1990 snížila produkce NO_x o 98%.

Předpokladem je, že tendence snižování emisí bude i nadále přetrvávat a politika životního prostředí bude klást stále náročnější požadavky na čistotu ovzduší.



Obr. 2.1 – Rozdělení zdrojů emisí

Zdroje emisí se dělí na stacionární a mobilní. Mobilní zdroje emisí se dále člení na přenosná zařízení a na dopravní prostředky. Další členění je následující:

- | | |
|-----------------------------|-----------------------------------|
| <u>Dopravní prostředky:</u> | - vozidla silniční, drážní |
| | - letadla |
| | - lodě |
| | - pracovní stroje |
| <u>Přenosná zařízení:</u> | - sekačky |
| | - kompresory |
| | - čerpadla |
| | - pily |
| | - agregáty na výrobu ele. energie |

Stacionární zdroje emisí se člení na spalovací zdroje, spalovny odpadů a ostatní. Další členění je následující:

- | | |
|-------------------------|--|
| <u>Ostatní:</u> | - šachty |
| | - lomy |
| | - skládky |
| | - sklady |
| <u>Spalovny odpadů:</u> | - spalovny nebezpečného odpadu |
| | - spalovny komunálního odpadu |
| | - spalovny jiného než komunálního a nebezpečného |
| <u>Spalovací zdroje</u> | - zdroje zvláště velké (nad 50MW) |
| | - zdroje velké (od 5MW do 50MW) |
| | - zdroje střední (od 0,2MW do 5MW) |
| | - zdroje malé (do 0,2MW) |

3. Oxidy dusíku

Pod označením NO_x se skrývají z převážné části dvě sloučeniny dusíku, a to oxid dusnatý NO a oxid dusičitý NO₂. Mimo NO a NO₂ se v malém množství mohou vykytovat i další, N₂O, N₂O₃ a N₂O₅. [8]

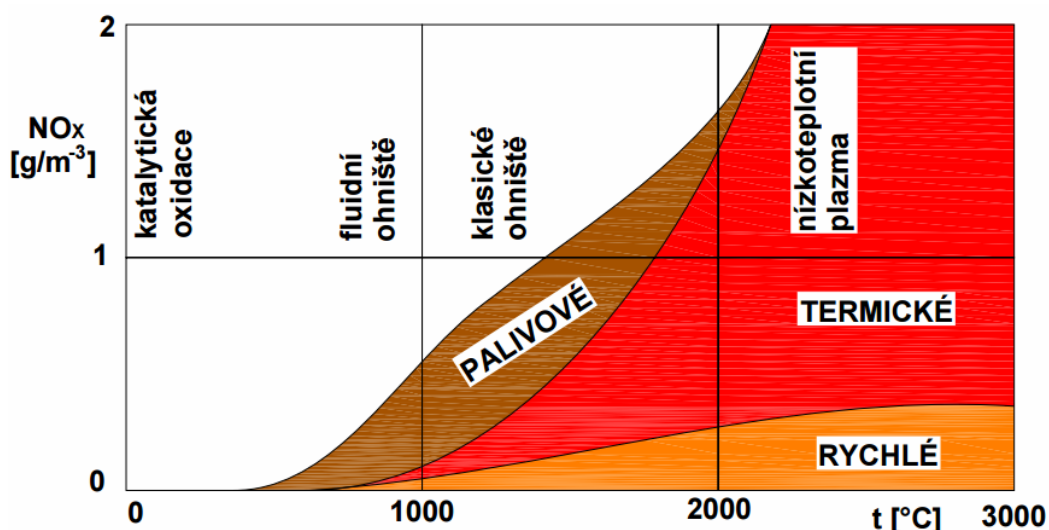
Oxidy dusíku vznikají při různých procesech například při spalování paliva, nebo výrobě kyseliny a u další chemických procesů. Je-li použito označení NO_x, pak se jedná o hodnotu přepočtenou na koncentraci oxidu dusičitého NO₂. [8]

Podíl NO v NO_x při spalování ve stacionárním zdroji tvoří 90-99%. V odborné literatuře se uvádí podíl NO_2 při spalování tuhých paliv je 1-5% a u paliv kapalných 1-10%. V takovém procentuálním zastoupení odchází NO_x komínem. Po opuštění komína a ochlazení se NO změní v NO_2 a při smíchání se vzdušnou vlhkostí (vodní parou) vytvoří HNO_2 a HNO_3 , které se mohou stát součástí kyselých dešťů. Působením světla a uhlovodíkových radikálů vzniká takzvaný fotochemický smog. Je to směs látek obsahující ozon a takzvané fotooxidanty, které vznikají reakcí organických těkavých látek, nespálených uhlovodíků a dalších organických sloučenin s oxidy dusíkem. Příčinou vzniku fotochemického smogu je automobilová doprava a spalování fosilních paliv. [8]

Pohon motorových vozidel produkuje významné množství NO_x . Podle Českého Hydrometeorologického Ústavu bylo v roce 1998 v České republice zjištěno celkem 413[kt] NO_x ze stacionárních zdrojů 164[kt] (40%) a z mobilních 249[kt] (60%). Produkce škodlivin má klesající tendenci takže v roce 2013 bylo NO_x celkem 178[kt] z toho stacionární zdroje 103[kt] (58%) a mobilní 75[kt] (42%). NO_x se v průmyslu tvoří všude tam, kde je potřeba vysokých teplot. [8;16]

3.1 Vznik oxidů dusíku

Známe tři druhy vzniku NO_x . První z nich vzniká za vysokých teplot při oxidaci dusíku ze spalovacího vzduchu (vysokoteplotní NO_x nebo termické NO_x). Další vzniká oxidací dusíku chemicky vázaného v palivu (palivové NO_x). Poslední NO_x je formou palivových NO_x (rychlé NO_x nebo promptní NO_x). [8]



Obr. 3.1 – Tvorba NO_x v závislosti na teplotě [4]

3.1.1 Vysokoteplotní NO_x

Vznikají za vysokých teplot oxidací dusíku, který je obsažený ve spalovacím vzduchu. Rychlost tvorby je závislá na teplotě a době styku při této teplotě. Při teplotě nad 1200°C a dobrých oxidačních podmínkách se začíná tvořit významné množství NO. Množství, které vznikne, roste exponenciálně s teplotou viz *tabulka 3.1*. [8]

Teplota [°C]	Koncentrace NO [10 ⁻⁴ % obj.]
700	11
900	68
1200	420
1600	1920
1800	3300

Tab. 3.1 – Koncentrace NO při různé teplotě [4]

Hlavní faktory pro tvorbu vysokoteplotních NO_x:

- doba kontaktu při teplotě
- vyšší teplota než 1200°C
- množství atmosférického kyslíku vniklého disociací O₂

Snížení tvorby NO_x:

- při nejvyšší teplotě omezit přísun O₂
- zamezení kontaktu reagujících látek za nejvyšších teplot
- snížením nejvyšších teplot nejlépe pod 1200°C

3.1.2 Palivové NO_x

Paliva, která obsahují dusíkaté látky, jsou hlavním zdrojem těchto oxidů dusíku. Dusík v palivu se přemění jen z části na NO. Poměr NO ve spalinách k celkovému dusíku se označuje v a vyjadřuje ho vztah:

$$v = \frac{N_{\text{přeměněný na NO}}}{N_{\text{organicky vázaný}}} < 1$$

S vyšším obsahem N v palivu tento poměr klesá, i když molekulární dusík neovlivní vznik NO. Rychlost, s jakou se dusíkaté látky v palivu přemění na NO, roste s teplotou.

Přebytek vzduchu má zásadní vliv na tvorbu palivového NO, které je závislé na přítomnosti O₂ poblíž plamene. Abychom předešli vzniku palivových NO, musíme co nejvíce omezit přísun O₂ do blízkosti plamene to znamená podstechiometrické spalování. [8]

Palivo	zemní plyn	topný olej	rašelina	dřevo	uhlí
Dusík vázaný v palivu (v % hmotnosti)	<0,1	<1	1,5-2,5	<0,5	0,5-2

Tab. 3.2 – Obsah dusíku v jednotlivých palivech[6]

3.1.3 Promptní NO_x

Promptní NO_x je určitá forma palivových NO_x. Vznikají radikálovými reakcemi na rozhraní plamene za přítomnosti uhlovodíků. Snížení promptních NO_x je velmi obtížné, jejich zastoupení v celkovém obsahu NO_x je však velmi malé. [8]

4. Způsoby snižování tvorby NO_x

Způsobů omezování vzniku dusíku je několik, všechny mají společný základ, který by se dal shrnout do dvou metod. V první metodě se předchází vzniku (primární opatření) a druhá metoda likviduje již vzniklé NO_x ve spalínách (sekundární opatření). [8]

4.1 Primární opatření

Cílem primárních opatření je potlačit vznik NO_x. Do primárních opatření zahrneme výběr paliva i úpravu spalovacího procesu. Snížení nejvyšších teplot, postupné přivádění spalovacího vzduchu do hořáků a použití nízkoemisních hořáků pro NO_x jsou metody snižování oxidů dusíku úpravou spalovacího prostoru. Aplikace těchto metod je levnější než použití sekundárních. Primární opatření se používá před sekundárním, které snižují vysoké provozní náklady (např. náklady na NH₃). Rozlišujeme tři generace primárních opatření. [8]

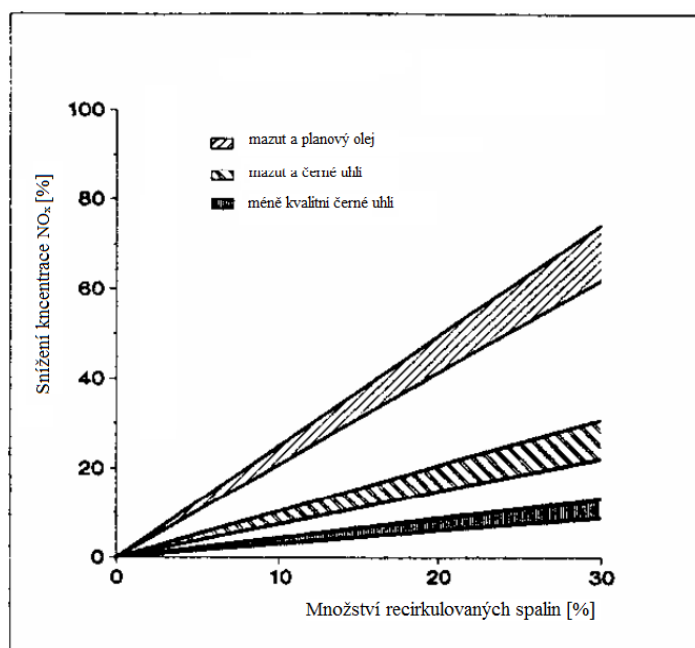
4.1.1 První generace

První generace jsou jednoduchá opatření, která jsou vztažena k celému objemu spalovací komory. Zahrnují:

- předehřev spalovacího vzduchu na nižší teplotu
- recirkulováním spalín
- spalování s co nejmenším přebytkem spalovacího vzduchu
- částečné odstavení hořáků
- provoz s hořáky v různých režimech

Recirkulace spalin

Recirkulace spalin přivede do spalovacího prostoru vzduch s méně kyslíkem a tím omezí nejvyšší teploty v plameni. Metoda je účinná jen u některých kotlů, například výtavné kotle nebo kotle, které používají kvalitní palivo jako černé uhlí, zemní plyn a kapalná paliva jak můžeme vidět na *obr 3*. U kotlů na hnědé uhlí je metoda málo účinná. [8]



Obr. 4.1 – Vliv recirkulace na typ paliva[8]

Recirkulace spalin spočívá v tom, že se spaliny přivedou primárním vzduchem do hořáku a jsou vháněny se spalovacím vzduchem do spalovací komory. Úměrně recirkulovaným spalinám musí být zvýšený sekundární vzduch tak, aby se celkové množství spalovacího vzduchu nezměnilo a bylo zaručeno dokonalé spálení paliva. Pokud se zavede recirkulace spalin do stávajícího zařízení, je třeba mít na paměti, že se může zvýšením průtoku změnit přestup tepla a negativně ovlivnit kotel a ekonomizér. V primárním vzduchu by nemělo být více recirkulovaných spalin než 10%. [8]

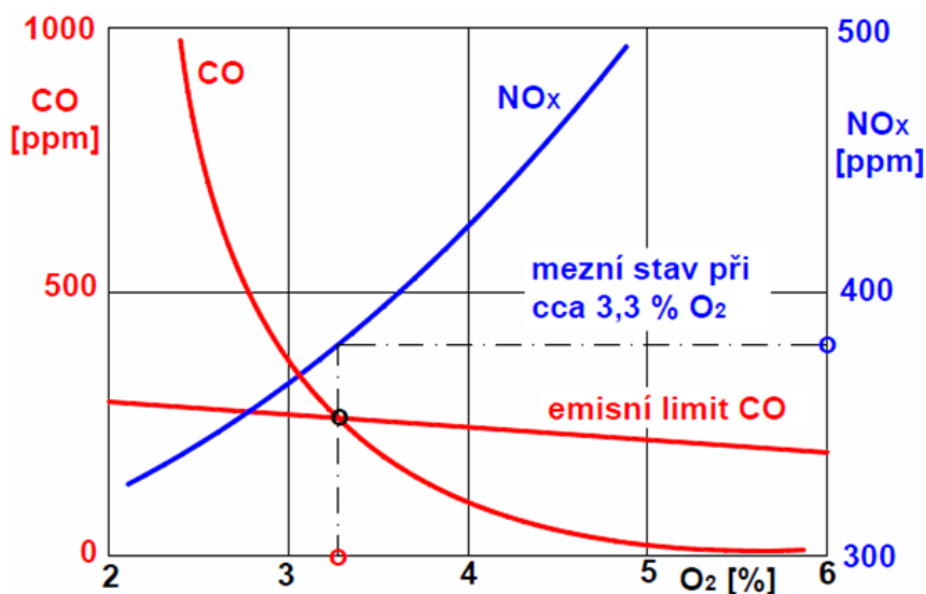
Snížení přehřátí spalovacího vzduchu

K potlačení vzniku oxidů dusíku může dojít snížením přehřevu spalovacího vzduchu, čímž dojde ke snížení teplotních špiček v primární části spalovací komory. Toto opatření se nedoporučuje u stávajících zařízení, protože vede ke snížení účinnosti celého kotelního agregátu. [8]

Minimální přebytek spalovacího vzduchu

Spalování s nízkým přebytkem vzduchu je jednoduché řešení, které je levné, bez konstrukčních zásahů a může zvýšit účinnost kotle. Na obr. 3 můžeme vidět závislost přebytku vzduchu na tvorbu NO_x a CO. [8]

V důsledku redukčního prostředí způsobeného snížením přebytku vzduchu může docházet k tvorbě nánosů a ke korozi na teplo směnných plochách. Snižování přebytku vzduchu se více osvědčilo u kotlů na hnědé uhlí než u kotlů na černé. [8]



Obr. 4.2 – Závislost tvorby CO a NO_x na množství spalovacího vzduchu [4]

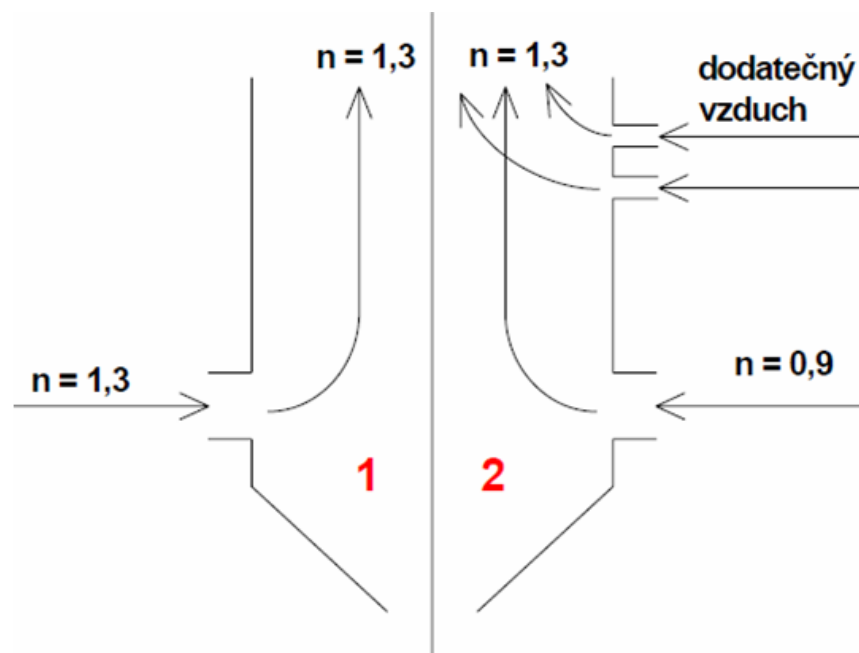
Podstechiomrické spalování

Postupné, nebo-li nestechiometrické spalování spočívá v nižším přívodu primárního vzduchu do spalovacího prostoru. Toto opatření snižuje tvorbu NO_x , ale zvyšuje produkci CO. Vzniklé CO reaguje s kyslíkem přivedeným sekundárním vzduchem. Zároveň snižuje teplotní maxima v plameni a tím i vysokoteplotní NO_x . [8]

Způsoby, kterými lze zrealizovat podstechiomrické spalování:

- seřízení hořáků – v první řadě hořáků se přivede podstechiomrické množství vzduchu s palivem a zbytek O_2 se přivede druhou řadou hořáku v takovém množství, aby byl zaručen požadovaný přebytek vzduchu
- hořáky mimo provoz – jde o poststechiomrický přívod O_2 a paliva větším počtem hořáků a zbylými přivádíme jen tolik vzduchu kolik je potřeba ke spálení paliva
- zavedením vzduchu nad hořáky – spalovací vzduch se zavádí nad poslední řadu hořáků, které mohou pracovat s nízkým přebytkem vzduchu a omezí tak tvorbu

NO_x (můžeme použít jen v případě, že poskytneme dostatek prostoru a času na spálení paliva)



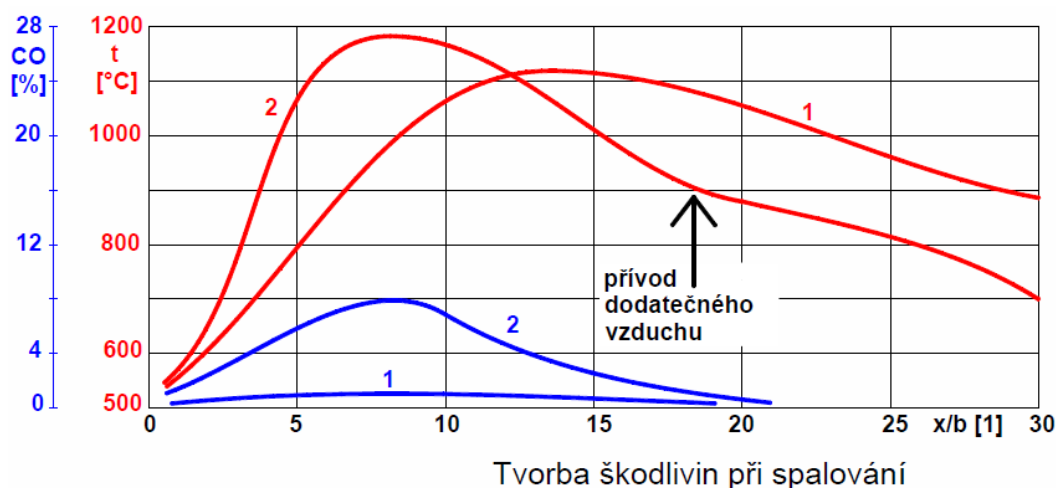
Obr. 4.3 – Porovnání postupného a jednorázového přívodu vzduchu [4]

4.1.2 Druhá generace

Opatření proti vzniku NO_x zvané „druhá generace“ je v podstatě kombinací principů uvedených výše. Jedná se o sloučení jednoduchých opatření dohromady. Nejčastěji se jedná o hořák speciální konstrukce, která kombinuje následující opatření:

- recirkulace spalin
- přivádění vzduchu nad hořák
- postupné přivádění vzduchu do hořáku

Hořáky tohoto typu se nazývají „nízkoemisní“. Klasickým zástupcem „nízkoemisních hořáků“ je hořák s postupným přidáváním spalovacího vzduchu. Tímto opatřením se brání, aby plamen dosáhl nejvyšších teplot. Stávající hořáky se konstrukčními úpravami mohou také stát „nízkoemisními“. [8]



Obr. 4.4 – Rozdíl jednorázového s postupného přívodu spalovacího vzduchu[4]

4.2 Sekundární opatření

Sekundárním opatřením se už nepředchází vzniku NO_x , jako tomu bylo u primárních opatření, nýbrž se redukuje již vzniklé NO_x . Redukce probíhá ve spalínách chemickými nebo fyzikálně chemickými procesy, které by se dále rozdělit na suché a mokré, přičemž mokré metody se téměř nepoužívají. Mezi nejpoužívanější metody se řadí selektivní katalytická redukce (SCR) a selektivní nekatalytická redukce (SNCR). Reakce mezi NO_x a amoniakem se nazývá selektivní redukcí a probíhá za zvýšených teplot. [8]

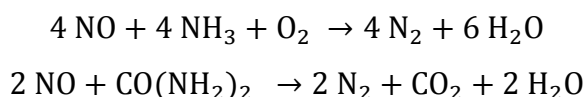
Selektivní nekatalytická redukce nepotřebuje pro svoje fungování žádný katalyzátor, ale teploty, při kterých se tato metoda používá, jsou dosti vysoké (800-1100°C) a tak probíhají nejčastěji ve spalovací nebo dohořivací komoře. [8]

Naopak selektivní katalytická redukce potřebuje pro svoje fungování katalyzátor, na kterém může selektivní redukce v klidu proběhnout, ale teploty oproti SNCR jsou nižší (80-420°C). [8]

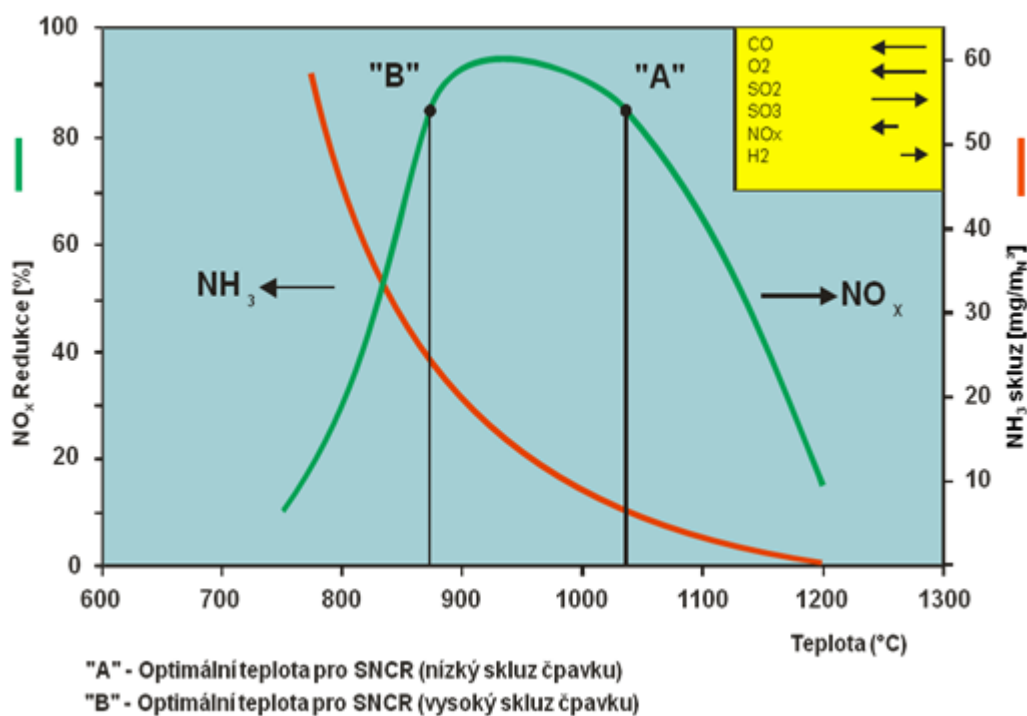
5. Selektivní nekatalytická redukce (SNCR) NO_x

Bez přítomnosti katalyzátorů se redukuje NO_x amoniakem nebo močovinou při teplotě 800-1100°C. Optimální teplota, při které reakce probíhá nejlépe, se nazývá „teplotní okno“(TO).

Chemické reakce, které probíhají při SNCR jsou:



Pokud vezmeme potaz rozmezí teplot, které je příznivé pro reakci, dostaneme se s nástřikem činidla do oblasti spalovací komory a ekonomizéru. Dosažení teplotního okna je důležité pro chemickou reakci. Není-li teplota v rozmezí TO, reakce proběhne pomalu a amoniak, který nestihne zreagovat, odchází se spalinami do komína a do ovzduší. Výkon kotle se v závislosti na požadovaném odběru mění a v takovém případě se posouvá i TO. Pokud snížíme výkon, teplotní okno se posune směrem k hořákům, při zvyšování výkonu se oddaluje. Na tuto změnu se v praxi reaguje tak, že je instalováno více míst zavádění činidla a počítač monitorující teplotu řídí vstřikování amoniaku. [8]



Graf. 5.1 – závislost redukce NO_x a čpavkového skluzu[7]

Při vstřikování činidla je důležitá i velikost kapiček. Malé kapičky se odpaří rychle a reakce může proběhnout v optimální teplotě. Velké kapičky se odpařují déle, proto reakce proběhne při nižší teplotě než je optimální a to způsobí, že nezreagovaný amoniak unikne se spalinami do komína. [8]

Způsoby zavádění činidla:

- parou
- vodou
- tlakovou vodou
- spolu při recirkulaci spalin

Teplotní okno se mění v závislosti na použitém činidle. Pro amoniak je TO 800-1000°C, pro močovinu 950-1100°C. Přidáním různých chemikálií můžeme TO posouvat. Například přidáním metanolu do močoviny. Společnost s názvem NALCO Fuel Tech se tím zabývá a tady jsou příklady jejich produktů:

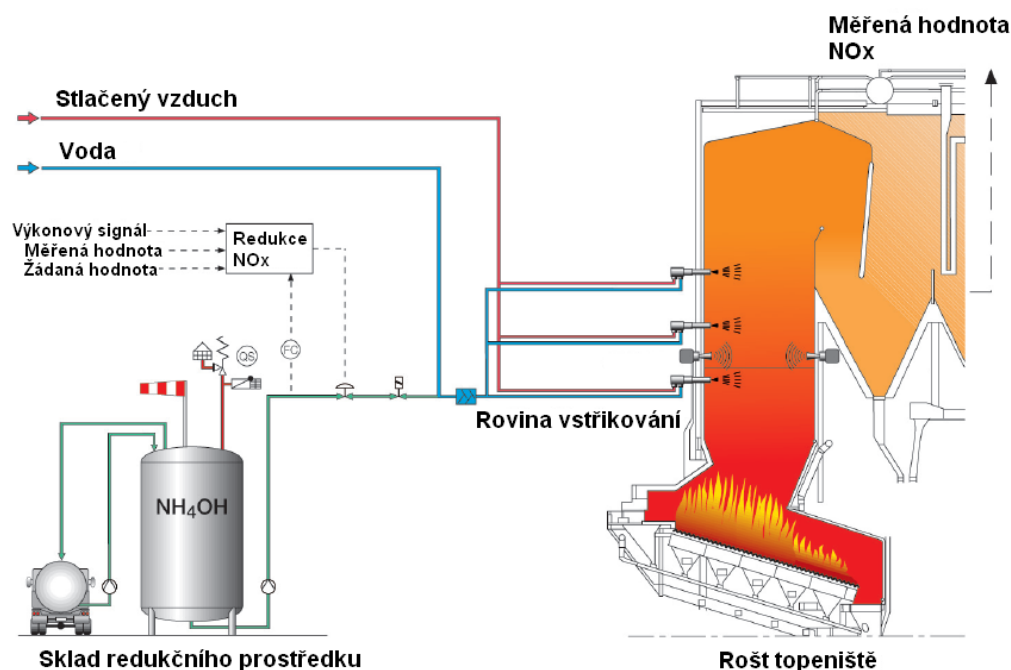
NOXOUT A se skládá z močoviny, antiúsadovými a antikorozními aditivy. Teplotní okno leží v rozmezí 950-1050°C.

NOXOUT 34 tvoří močovina ve sloučenině s polyalkoholy, které se přemění na H₂O a OH. Teplotní okno se pak nachází kolem 850°C.

NOXOUT 83 je močovina s přídavkem blíže nespecifikovaných amonných sloučenin. Teplotní okno se pak nachází v rozmezí 700-850°C.

Pro rozšíření teplotního okna stačí i přidání malého množství zemního plynu nebo H₂. Všechna činidla mají své pro i proti. Amoniak v kapalném stavu musí být uchováván v tlakových nádobách za velmi přísných bezpečnostních podmínek. Stejná nebo podobná pravidla musí být dodržena i při skladování amoniakální vody nebo roztoku amoniaku a vody. Výhoda močoviny je, že se snadno rozpustí ve vodě, lze ji skladovat jako roztok, nezapáchá a dá se uchovávat v obyčejných nádržích (ne tlakových). [8]

Selektivní nekatalytická redukce pracuje s účinností 50-65%. Pořizovací náklady jsou o cca 80% nižší, než u selektivní katalytické redukce. Množství NH₃ ve spalínách (čpavkový skluz) by nemělo překročit 50mg/Nm³. [8]



Obr. 5.2 – Umístění vstříků činidla v SNCR [7]

6. Selektivní katalytická redukce (SCR) NO_x

Jak již bylo zmíněno, SCR probíhá za přítomnosti katalyzátorů při teplotách 80-420°C. Používají se různé druhy katalyzátorů:

- na základě aktivních kovových složek
- na zeolitové bázi
- na bázi aktivních uhlíkových materiálů

Při selektivní katalytické redukci probíhají různé reakce. Mezi hlavní reakce se řadí:



Za nejvýznamnější se považuje reakce (1). V reakci probíhá i spousta vedlejších reakcí. Významnější vedlejší reakce:

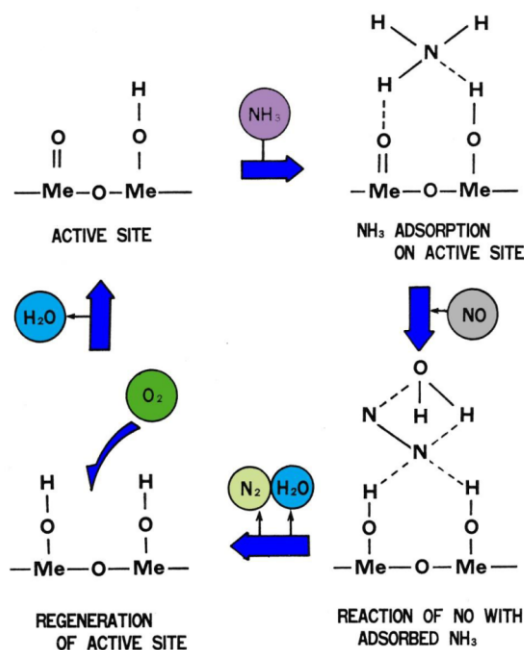
- vznik NH₄Cl
- vznik NH₄HSO₄ a (NH₄)₂SO₄
- přeměna NH₃ na NO, NO₂ a N₂O
- přeměna SO₂ na SO₃

6.1 Mechanismus procesu

U selektivní katalytické redukce můžeme použít jako katalyzátor i aktivní uhlí. Mechanismus reakce je pak odlišný, než na kovových nebo zeolitových katalyzátorech. Na těchto katalyzátorech probíhá reakce podle Eley-Rideala, která spočívá v difúzi NO a to k adsorbovanému NH_3 . Mechanismus, jež probíhá na aktivních uhlíkových materiálech, je podle Langmuira-Hiselwooda a ten spočívá v současné adsorpci NH_3 a NO_x . [8]

Mechanismus, který probíhá u katalyzátorů kovových a zeolitových je podle Inomata z roku 1982 a jde rozdělit na pět pochodů: [8]

1. NH_3 adsorbuje na povrch katalyzátorů
2. ON difunduje k adsorbovanému NH_3
3. na povrchu katalyzátoru proběhne reakce NH_3 s NO
4. proběhne oxidace hydroxidů
5. a aktivní místa na katalyzátoru se zregenerují



Obr. 6.1 – Chemická reakce na katalyzátoru[8]

Účinnost selektivní katalytické redukce oxidů dusíku je závislá:

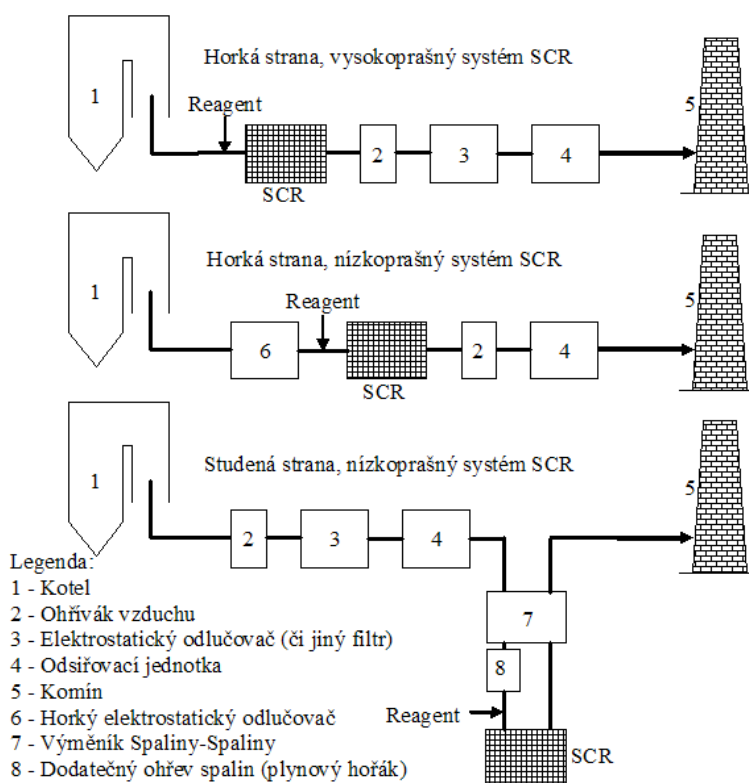
- na aktivní ploše katalyzátoru
- na objemové rychlosti spalin (tato hodnota je při denitrifikaci metodou SCR klíčová, protože udává dobu setrvání spalin na katalyzátoru)
- na teplotě spalin

- na koncentraci O_2
- na rozdíl koncentrací NO_x před a za katalyzátorem

U katalyzátorů s podélným tokem je rychlost spalín řízena difuzí NO_x k NH_3 a následně adsorbování k jeho povrchu. Tím pádem je výhodnější katalyzátor s menšími otvory a velkým měrným povrchem. Katalyzátor však nesmí být příliš dlouhý, protože by turbulentní proudění uvnitř katalytického kanálu mohlo přejít v laminární. Reakce, která probíhá na povrchu katalyzátoru je podmíněna reaktivitou a difúze zase velikostí otvorů. [8]

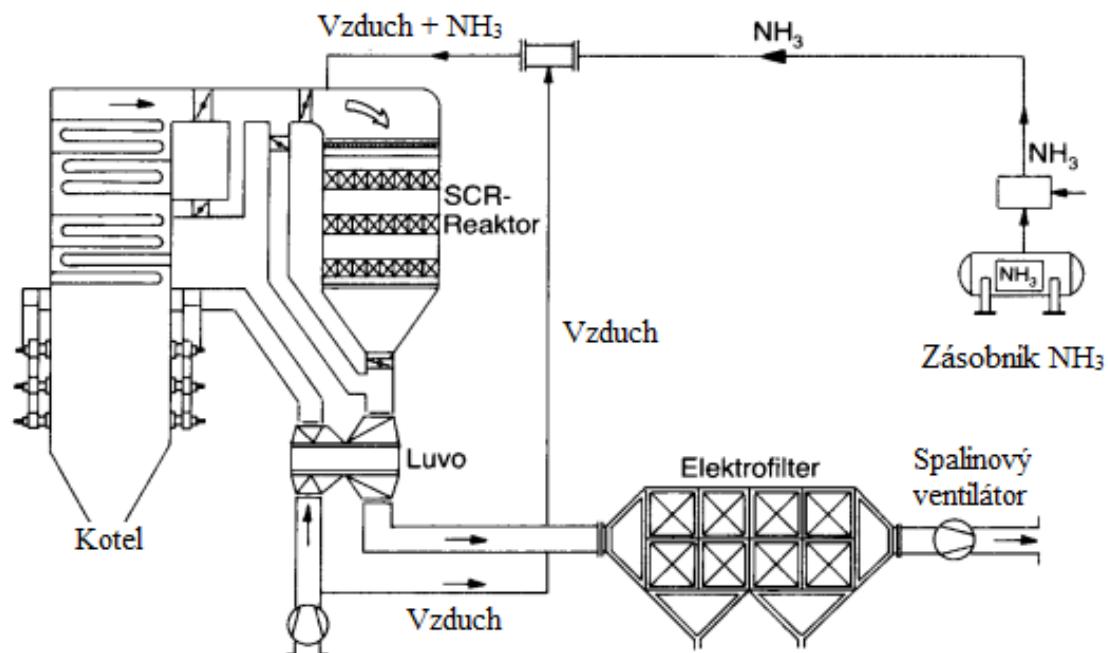
Nežádoucím jevem probíhajícím v pórech katalyzátoru je oxidace SO_2 na SO_3 . Tato reakce je závislá na a tloušťce katalytické vrstvy a na její podložce. V praxi se volí malé otvory a tím pádem i tloušťka katalyzátoru. Takto navržený katalyzátor je skladnější a levnější, protože se platí za objem. Musí se však počítat s tím, že malé otvory zvyšují tlakovou ztrátu a pokud spaliny obsahují popílek, může docházet k ucpání. [8]

Technologické varianty selektivní katalytické redukce jsou High Dust, Low Dust, Tail End a přesně v tomto pořadí je najdeme na obrázku číslo 6.2



Obr. 6.2 – Umístění SCR v systému[7]

6.2 Uspořádání High Dust



Obr. 6.3 – Umístění katalyzátorů v systému metoda High Dust[7]

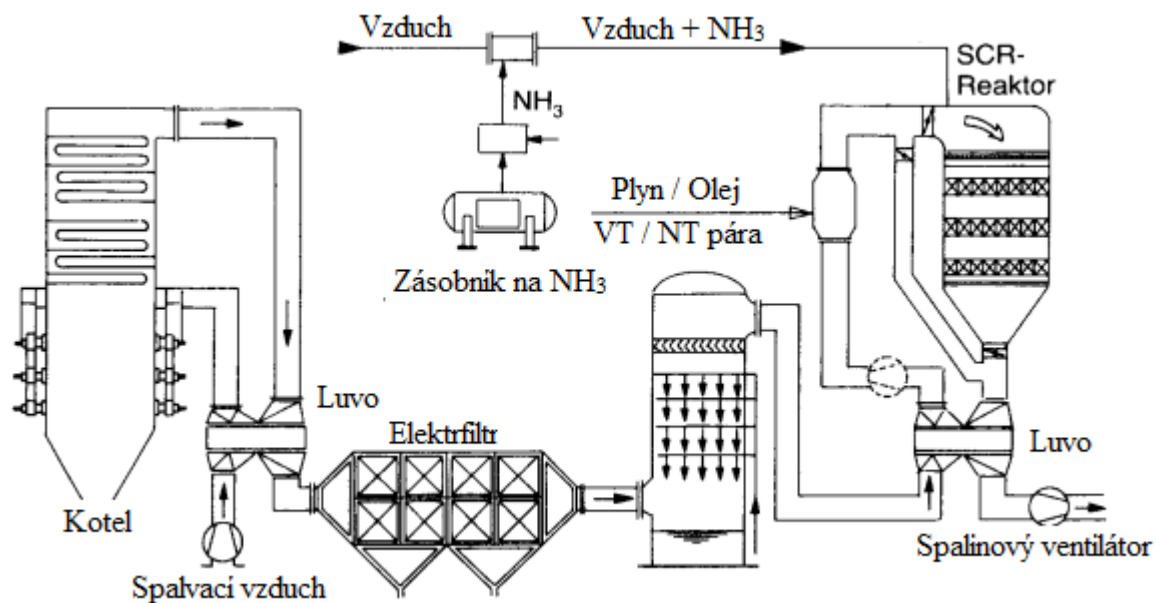
Klady:

- ideální teplota zavedení činidla se nachází mezi ekonomizérem a regeneračním ohřívačem vzduchu
- samočištění katalyzátoru popílkem
- nižší pořizovací cena

Zápory:

- hrozí nebezpečí ucpání katalyzátoru
- možnost otravy katalyzátoru
- častější výměna katalyzátorů vlivem abraze
- při instalaci nutnost zásahu do kotelní jednotky

6.3 Uspořádání Tail End



Obr. 6.4 – umístění katalyzátorů v systému uspořádání Tail End[7]

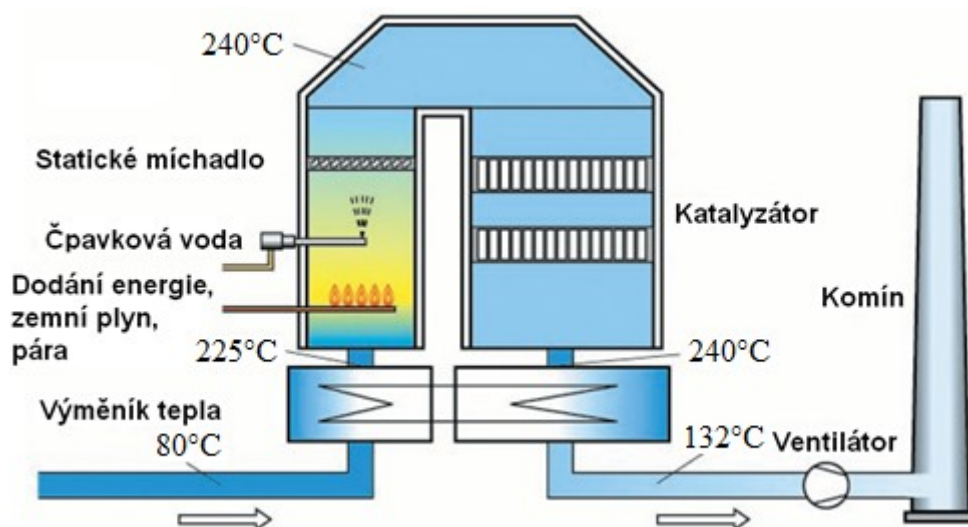
Klady:

- dlouhá životnost katalyzátorů
- minimální znečištění a zanášení
- zařízení mimo kotelní jednotku
- možnost instalace do starších zařízení bez konstrukčních zásahů do kotelní jednotky

Zápory:

- nutnost přehřívání spalin
- vysoké pořizovací náklady
- velký zastavěný prostor

7. Jednotlivé části SCR metody Tail End



Obr. 7.1 – Schéma SCR metody Tail End[7]

7.1 Regenerační Ohřívák vzduchu typu Ljungstroem

Jde o rotační regenerační ohřívák, který akumuluje teplo ve své výplni. Ta se skládá z vlněných plechů o tloušťce 0,6-1,2mm a roztečí nejčastěji 3-6mm. Rotor ohříváku je rozdělen na sekce, do kterých se vkládají boxy s výplní. Toto rozdělení rotoru je kvůli zjednodušení výroby, lepší manipulace při dopravě a možnosti vyměnit tu část výměníku, která je poškozená. [1]



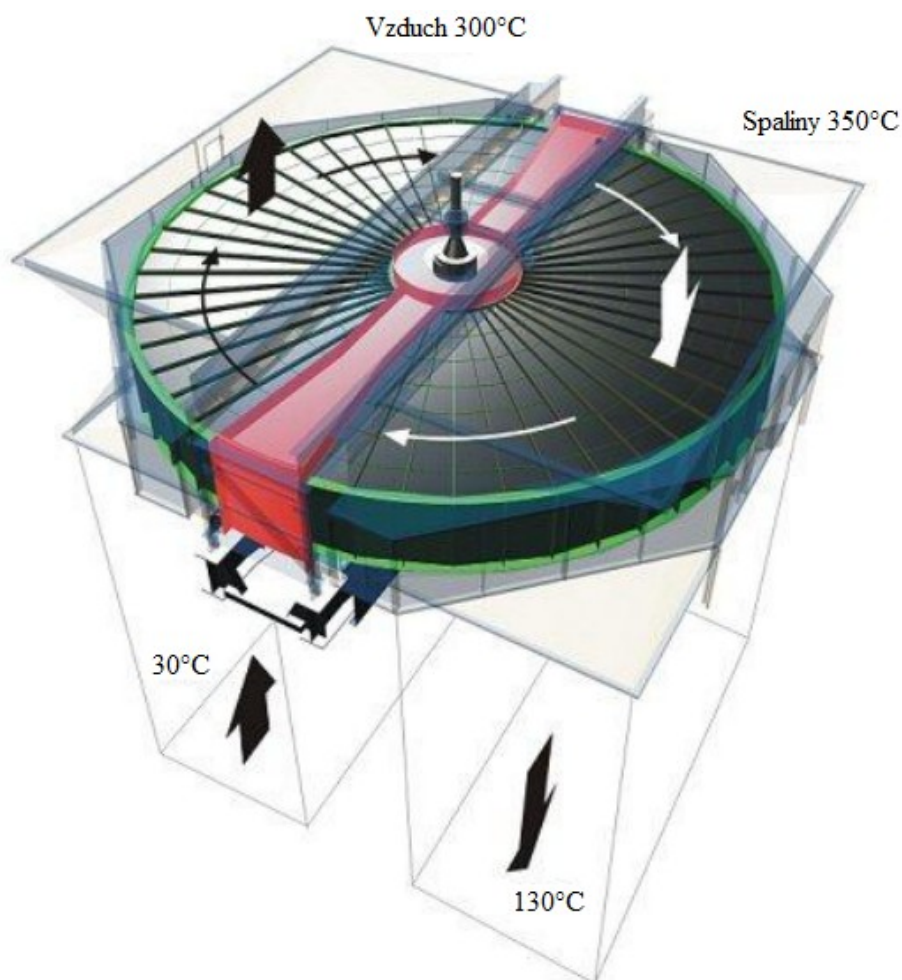
Obr. 7.2. – Matice rotoru regeneračního ohříváku[12]

K výhodám nad trubkovým ohřívákem patří:

- malá citlivost na zanášení
- lépe využívá teplotní spád
- možnost zapojení čistě protiproud
- násobně menší zastavěný prostor
- menší hmotnost
- nižší cena

Ljungstroemův ohřívák zvládá teplotní rozdíl na výstupu na 20 – 25°C. Při provozu se připouští i podkročení rosného bodu. Náklady spojené s výměnou zoxidovaných částí ohříváku vlivem kondenzace jsou menší než úspora nákladů na palivo při provozu s nižší teplotou spalin v komíně. [1]

Ohřívák se používá v jednostupňovém provedení a teplota. Ve výjimečných případech se navrhuje jako dvoustupňový a při takovém uspořádání druhý stupeň tvoří trubkový ohřívák.[1]



Obr. 7.3 – Proudění látek v regeneračním ohříváku[13]

Ljunstroemův ohřívák není katalogizován, nýbrž se navrhuje přímo na konkrétní zařízení (myšleno pro větší zařízení jako jsou elektrárny, teplárny atd.) Typ provedení nebo tvar prolisů plechů se liší kus od kusu a vývoj nových tvarů, které lépe vyhovují daným podmínkám nenechává na sebe dlouho čekat. Získat podklady od výrobce pro výpočet je dosti obtížné, neboť jsou součástí výrobního tajemství. Výroba Ljungsroemových ohříváků se drží u několika světových firem, které jsou po zadání požadavků schopné zpracovat návrh. Základní typy výplní ohříváku od firmy PBS INDUSTRY:



Obr. 7.4 – Profil DU [12]



Obr. 7.5 – Profil CU [12]



Obr. 7.6 – Profil NF [12]



Obr. 7.7 – Profil UNF [12]

7.2 Ohřev spalin

Spaliny po výstupu z regenerativního ohříváku přihřejeme na požadovanou teplotu, což je také teplotní okno. To zajistí nejlepší účinnost pro reakci HN_3 a NO_x proto při této teplotě přivádíme činidlo.

Dohřev spalin se provádí za použití různých způsobů například:

- plynem (zemní, degazační,...)
- párou (NT, VT,...)

Plynem:

Použití plynových hořáků je levné a instalace jednoduchá. Doprava plynu k místu spotřeby je bez problémů a čištění plynu probíhá v místě těžby, takže není potřeba filtrů tuhých částic. Hořáky mohou mít v kanále nejrůznější umístění. Například čelní, rohové, tangenciální, a nebo může být použita hořáková mříž. Další umístění hořáku může být mimo kanál, kde se neohřívají spaliny přímo, ale přes směšovací komoru, kde se ohříváné spaliny smísí se spalinami vzniklými spálením plynu.

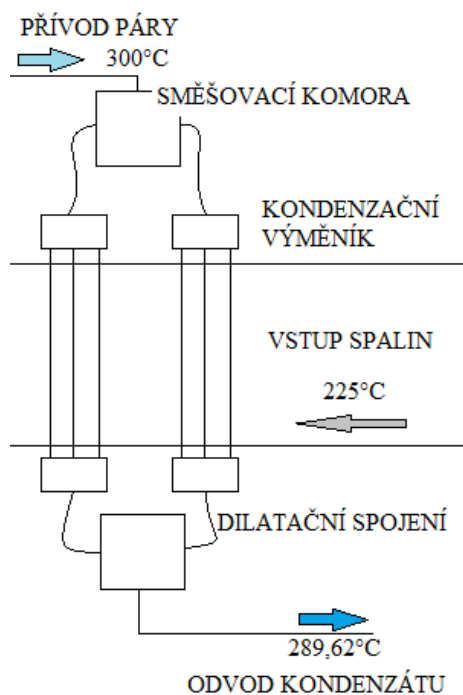
Párou:

Typ výměníku záleží na druhu páry, která bude ohřívat proudící médium. Parametry páry záleží na místě, odkud páru odebíráme (před turbínou nebo odběr z turbíny). Po průchodu přes výměník ji můžeme dále využít například jako ohřev napájecí vody. Typy výměníků mohou být různé a záleží na tom, jak využijí teplotní spád páry. Výměník může být například parní, to znamená, že vstupující pára vystupuje pořád ve stejném skupenství a to plynném. Dalším typem je výměník kondenzační, ten vstupující páru přemění na kapalinu. Možná je i jejich kombinace tedy parní a v sérii za ním kondenzační.

Na obrázku 7.8 můžeme vidět uspořádání trubek ve výměníku a na obrázku 7.9 je schématicky naznačen kondenzační výměník s vertikálně uspořádanými trubkami. Je nutné dodržet určité vyspárování trubek.



Obr. 7.8 – Uspořádání trubek ve výměníku tepla[13]



Obr. 7.9 – kondenzační výměník

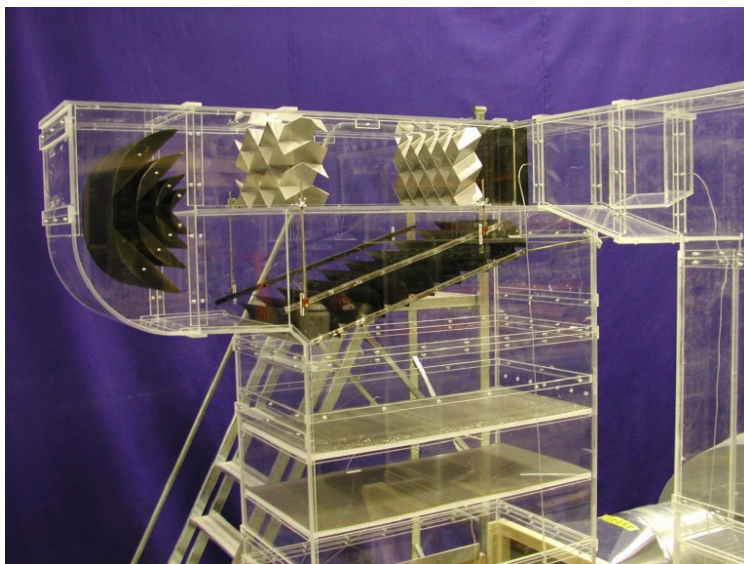
7.3 Vstřikování činidla

Reagent je dopravován ze zásobní nádrže k míchacímu a měřicímu modulu, který je umístěný poblíž vstřikovacích trysek. Řídící systém posílá pokyn soustavě ventilů, které míchají (ředí) reagent na požadovanou koncentraci. Koncentrace je regulována podle výstupní

koncentrace NO_x a vždy tak aby splňovala emisní limit. Jednotlivé části této soustavy jsou opatřeny záchytnými vanami pro případ havárie a také senzory snímající únik NH_3 .[]

7.4 Homogenizátor proudící směsi

Toto zařízení má za úkol zavířit směs a tím ji promíchat (homogenizovat). Dá se nalézt v různých tvarech a provedeních. Příklad různých provedení:



Obr. 7.10 – model pro simulaci proudění v SCR



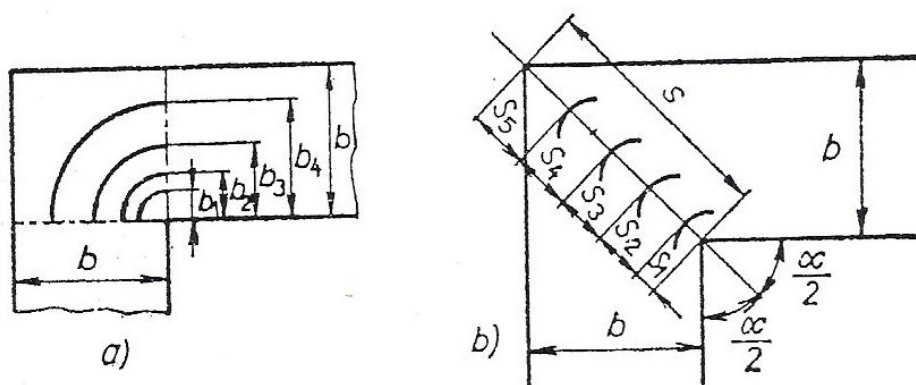
Obr. 7.11 – varianta homogenizátoru proudící směsi

7.5 Usměrňovací lopatky v kolenu

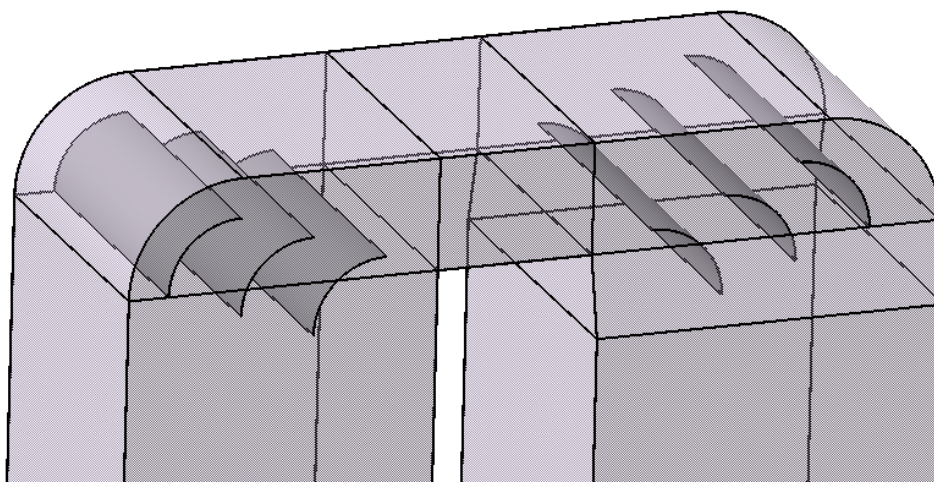
Ohybová kolena jsou důležitou součástí dopravy plynných látek. V koleni dochází vlivem odstředivé síly k narušení homogenního rychlostního profilu. Tomu můžeme předejít

použitím usměrňovacích lopatek. Lopatková mříž slouží k dosažení rovnoměrnějšího rozložení rychlostí.

V případě SCR je důležité dopravit vstříknuté činidlo v rovnoměrném rozmístění na katalyzátor, kde bude mít dostatek času, prostoru a látky, s níž má proběhnout reakce. Kanál dopravující spaliny spolu s činidlem je před katalyzátorem opatřen kolenem. Toto koleno by narušilo homogenizaci směsi. Na určitou část katalyzátoru by dopadalo více činidla, než by stačilo zreagovat, a narůstal by čpavkový skluz.



Obr. 7.12 – Uspořádání lopatek v koleně[14]



Obr. 7.13 – Uspořádání lopatek v kolenu v programu KATIA

7.6 Druhy katalyzátorů

Rozdělení katalyzátorů:

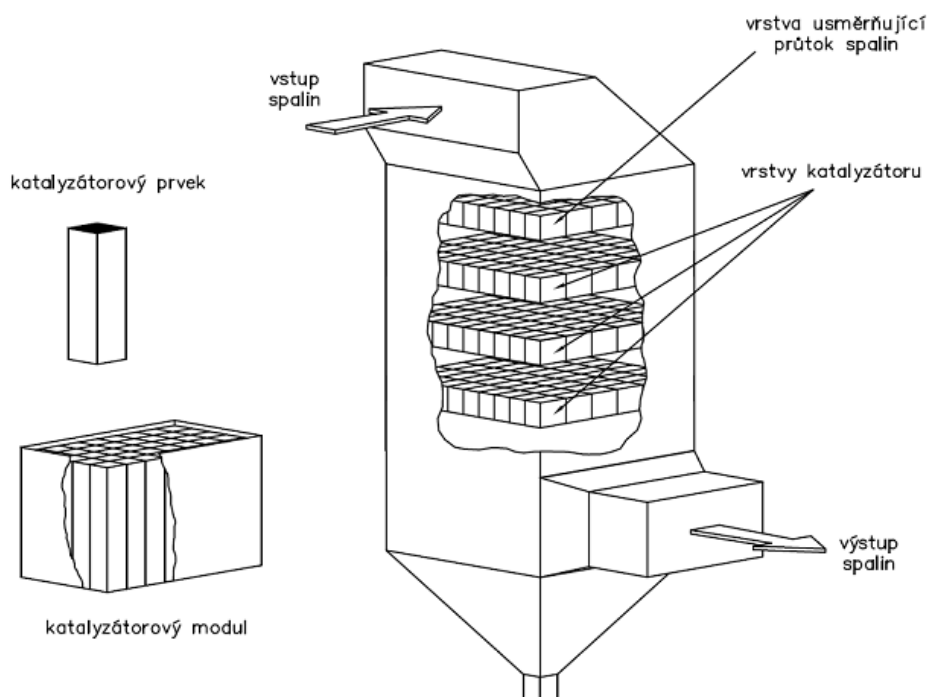
- blokové
- deskové
- peletizované

Blokové katalyzátory se skládají z nosné keramické podložky, které nese samotný katalyzátor. Ten se skládá z aktivních prvků a nosiče. Materiál nosiče je nejčastěji TiO_2 ,

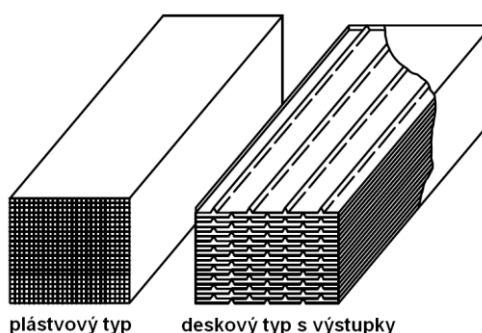
respektive Al_2O_3 , aktivní složka v katalyzátoru je nejčastěji V_2O_5 , WO_3 a MoO_3 . Katalyzátor se vyznačuje velkým specifickým povrchem. Velikost měrné plochy katalyzátoru lze jednoduše měnit a to tak, že nedojde k změně vnějších rozměrů. Po použití se katalyzátor musí uskladnit neboli deponovat. [8]

Deskové katalyzátory je z kovové mříže, na kterou je nanesen vlastní katalyzátor. Hlavním rozměrem u tohoto typu katalyzátoru je vzdálenost mezi dvěma deskami, která se mění s obsahem popílku ve spalínách. Výhodou je větší odolnost proti zanášení popílkem než u blokových a jejich odolnost proti abrazi. Jsou používány pro velké zaprášení spalín. Navíc podložka musí být odolná proti korozi zejména v případě kondenzace spalín. Po upotřebení se odstraní katalyzátor a podložka se vyžihá v peci. [8]

Peletizovaný katalyzátor je zeolit nebo aktivní uhlí. Používá se v nehybných vrstvách nebo fluidních ložích. Tam, kde je větší obsah popílku než $20\text{--}30\text{ mg/m}^3$.



Obr. 7.14 – Uspořádání reaktoru s katalyzátorem



Obr. 7.15 – Katalyzátory plástvové a deskové

7.7 Spalinový (odtahový) ventilátor

Látka proudící v kanále naráží na překážky typu koleno, z úžení průřezu, vlastní katalytická vrstva atd. Všechny překážky nebo změny směru způsobují tlakovou ztrátu. Pokud suma všech tlakových ztrát překročí hodnotu přirozeného tahu v komíně, musíme použít podpůrný spalinový ventilátor.

8. Parametry pro které bude navržena jednotka SCR

8.1 Vstupní data pro návrh jednotky:

Druh spalovaného paliva	černouhelný prach	
Koncentrace NO_x ve spalinách na vstupu do SCR	400-650	$[\text{mg}/\text{m}_\text{N}^3]$
Koncentrace NO_x ve spalinách na výstupu ze SCR	max. 150	$[\text{mg}/\text{m}_\text{N}^3]$
Koncentrace NH_3 ve spalinách na výstupu ze SCR	max. 3	$[\text{mg}/\text{m}_\text{N}^3]$
Maximální koncentrace SO_2 v odsířených spalinách	do 230	$[\text{mg}/\text{m}_\text{N}^3]$
Maximální koncentrace TZL v odsířených spalinách	do 20	$[\text{mg}/\text{m}_\text{N}^3]$
Teplota spalin za odsířením	64 - 110	$[\text{°C}]$

Parametry spalin za podpůrným ventilátorem odsiřovací jednotky (údaje od dodavatele odsiřovací jednotky) viz tabulka č. 8.1:

Objemový průtok	510000	m^3/hod (stud. vlhký)
Teplota	80	°C
Tlak (abs.)	990	Mbar
Hustota plynu	1,255	kg/m^3 (stud. vlhký)
$\text{N}_2 + \text{Ar}$	68,89	obj.%(vlhký)
CO_2	7,71	obj.%(vlhký)
H_2O (vodní pára)	14,8	obj.%(vlhký)
O_2	10	obj.%(suchý)
SO_2	< 190	mg/m^3 (stud. suchý)
SO_3	< 1	mg/m^3 (stud. suchý)
HCl	< 4	mg/m^3 (stud. suchý)
HF	< 1	mg/m^3 (stud. suchý)
NO_x jako NO	650	mg/m^3 (stud. suchý)
Pevný materiál	< 20	mg/m^3 (stud. suchý)

Tab. 8.1 – Údaje o složení spalin

8.2 Složení paliva (černouhelný prach)

Hrubý rozbor paliva:

Výhřevnost paliva	Q_i^r	=	21,5-25	[MJ/kg]
Obsah vody v surovém palivu	W^r	=	6-11	[%]
Obsah popela v surovém palivu	A^r	=	13-34	[%]
Obsah síry v surovém palivu	S^r	=	ax.1,00	[%]
Měrná sirnatost	S_m^r	=	max.0,465	[g/MJ]
Obsah prchavé hořlaviny	V^{daf}	=	26-34	[%]
Obsah chloru	Cl^r	=	0,05-0,06	[%]
Obsah fluoru	F^r	=	0,01-0,025	[%]

Předpokládané složení hořlaviny (pro $Q_i^r = 21,5$ MJ/kg):

Uhlík	C	86,4	[%]
Vodík	H ₂	5,82	[%]
Síra	S	1,65	[%]
Dusík	N ₂	1,25	[%]
Kyslík	O ₂	4,88	[%]

9. Stechiometrické výpočty

Minimální množství kyslíku potřebné pro dokonalé vyhoření 1 kg paliva

$$V_{O_2,min} = 22,39 \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) \quad [m_N^3/kg_{pal}] \quad (9.1)$$

$$V_{O_2,min} = 22,39 \cdot \left(\frac{0,864}{12,01} + \frac{0,0582}{4,032} + \frac{0,0165}{32,06} - \frac{0,0488}{32} \right) = 1,91 [m_N^3/kg_{pal}]$$

kde,

C^r, H^r, S^r, O^r prvky zapojující se do procesu hoření [%]

Minimální množství suchého vzduchu

$$V_{VZ,min} = \frac{V_{O_2,min}}{0,21} \quad [m_N^3/kg_{pal}] \quad (9.2)$$

$$V_{VZS,min} = \frac{1,91}{0,21} = 9,09 [m_N^3/kg_{pal}]$$

Minimální množství vlhkého vzduchu

Součinitele vlhkosti vzduchu určíme $v = 1,014 [-]$

$$V_{VZV,min} = v \cdot V_{VZS,min} \quad [m_N^3/kg_{pal}] \quad (9.3)$$

$$V_{VZV,min} = 1,014 \cdot 9,09 = 9,215 [m_N^3/kg_{pal}]$$

Skutečné množství suchého vzduchu

Součinitele přebytku vzduchu určíme $n = 1,05 [-]$

$$V_{VZS,skut} = n \cdot V_{VZS,min} \quad [m_N^3/kg_{pal}] \quad (9.4)$$

$$V_{VZS,skut} = 1,05 \cdot 9,09 = 9,54 [m_N^3/kg_{pal}]$$

Skutečné množství vlhkého vzduchu

$$V_{VZV,skut} = v \cdot V_{VZS,skut} \quad [m_N^3/kg_{pal}] \quad (9.5)$$

$$V_{VZV,skut} = 1,014 \cdot 9,54 = 9,67 [m_N^3/kg_{pal}]$$

Skutečné množství jednotlivých složek spalin

Oxid uhličitý CO_2

$$V_{CO_2} = \frac{22,27}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot V_{VZS,skut} \quad [m_N^3/kg_{pal}] \quad (9.6)$$

$$V_{CO_2} = \frac{22,27}{12,01} \cdot 0,864 + 0,0003 \cdot 9,54 = 1,604 [m_N^3/kg_{pal}]$$

Oxid siřičitý SO_2

$$V_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r \quad [m_N^3/kg_{pal}] \quad (9.7)$$

$$V_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0165 = 0,0112 [m_N^3/kg_{pal}]$$

Dusík N

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28,013} \cdot N^r + 0,7805 \cdot V_{VZS,skut} \quad [m_N^3/kg_{pal}] (9.8)$$

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28,013} \cdot 0,0125 + 0,7805 \cdot 9,54 = 7,546 [m_N^3/kg_{pal}]$$

Kyslík O₂

$$V_{O_2} = 0,2195 \cdot (n - 1) \cdot V_{VZS,skut} \quad [m_N^3/kg_{pal}] (9.9)$$

$$V_{O_2} = 0,2195 \cdot (1,05 - 1) \cdot 9,54 = 0,095 [m_N^3/kg_{pal}]$$

Objem suchých spalin

$$V_{SPS,skut} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} \quad [m_N^3/kg_{pal}] (9.10)$$

$$V_{SPS,skut} = 1,604 + 0,0112 + 7,546 + 0,095 = 9,254 [m_N^3/kg_{pal}]$$

Objem vodní páry ve spalinách

$$V_{H_2O} = \frac{44,81}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,41}{18,015} \cdot W^r + (\vartheta - 1) \cdot V_{VZS,skut} \quad [m_N^3/kg_{pal}] (9.11)$$

$$V_{H_2O} = \frac{44,81}{4,032} \cdot 0,058H^r + \frac{22,41}{18,015} \cdot 0,09 + (1,014 - 1) \cdot 9,54 = 0,892 [m_N^3/kg_{pal}]$$

Objem vlhkých spalin

$$V_{SPV,skut} = V_{SPS,skut} + V_{H_2O} \quad [m_N^3/kg_{pal}] (9.12)$$

$$V_{SPV,skut} = 9,254 + 0,892 = 9,685 [m_N^3/kg_{pal}]$$

Složení spalin

$$\omega_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{SPV,skut}} \cdot 100 = \frac{1,601}{9,685} \cdot 100 = 15,78 [\%] \quad (9.13)$$

$$\omega_{SO_2} = 0,11 [\%] \quad (9.14)$$

$$\omega_{N_2} = 74,37 [\%] \quad (9.15)$$

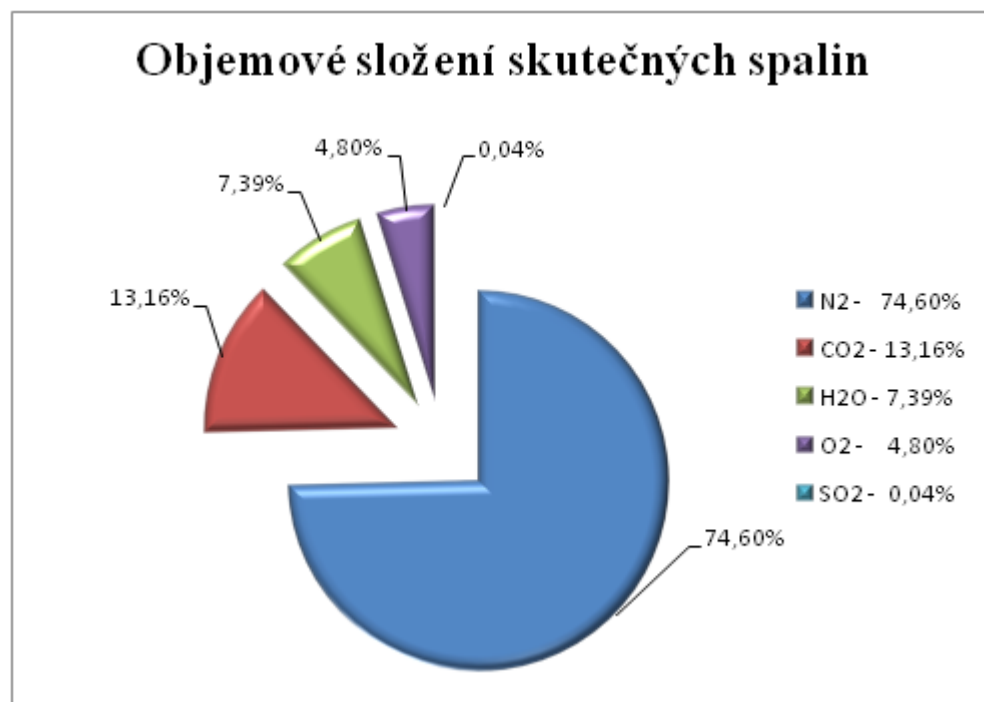
$$\omega_{\text{H}_2\text{O}} = 8,8[\%] \quad (9.16)$$

$$\omega_{\text{O}_2} = 0,94[\%] \quad (9.17)$$

Kontrola:

$$\sum \omega = \omega_{\text{CO}_2} + \omega_{\text{SO}_2} + \omega_{\text{N}_2} + \omega_{\text{H}_2\text{O}} + \omega_{\text{O}_2} \quad [\%](9.18)$$

$$\sum \omega = 15,78 + 0,11 + 74,37 + 8,8 + 0,94 = 100[\%]$$



Obr. 9.1 – Procentuální složení spalin

10. Stanovení entalpií a měrných tepelných kapacit

Měrná tepelná kapacita spalin se vypočte pomocí procentuálního složení spalin a měrné tepelné kapacity jednotlivé složky. Hodnoty měrných tepelných kapacit jednotlivých složek jsou určeny pomocí programu (EES).

Pokud použijeme tabulky, musíme předpokládat, že v nich nenalezneme všechny příslušné hodnoty pro požadované teploty. Musíme proto použít interpolaci. Pro ukázkou bude pro teplotu 80[°C] stanovena entalpie a měrná tepelná kapacita pomocí interpolace.

Měrná tepelná kapacita C_p [kJ/m³.K] a entalpie i [kJ/m³] pro teplotu 80[°C]:

Telota[°C]	C_p [kJ/(m ³ .K)]				
	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O	SO ₂
0	1,306	1,229	1,6	1,494	1,733
100	1,318	1,3	1,7	1,505	1,813
200	1,335	1,304	1,787	1,522	1,888
300	1,356	1,311	1,863	1,542	1,955

Tab. 10.1 – Tabulkové hodnoty jednotlivých složek

Telota[°C]	ρ [kg/m ³]				
	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O	SO ₂
0	1,306	1,299	1,6	1,494	1,733
100	1,333	1,3	1,7	1,505	1,813
200	1,375	1,304	1,787	1,522	1,888
300	1,42	1,311	1,863	1,542	1,955
400	1,497	1,321	1,989	1,565	2,018

Tab. 10.2 – Tabulkové hodnoty jednotlivých složek

$$C_{p_{O_2}} = 1,306 + \left(\frac{80}{100}\right) \cdot (1,318 - 1,306) = 1,316[\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})]$$

$$C_{p_{N_2}} = 1,229 + \left(\frac{80}{100}\right) \cdot (1,3 - 1,229) = 1,285[\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})]$$

$$C_{p_{CO_2}} = 1,6 + \left(\frac{80}{100}\right) \cdot (1,7 - 1,6) = 1,68[\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})]$$

$$C_{p_{H_2O}} = 1,494 + \left(\frac{80}{100}\right) \cdot (1,505 - 1,494) = 1,502[\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})]$$

$$C_{p_{SO_2}} = 1,733 + \left(\frac{80}{100}\right) \cdot (1,951 - 1,733) = 1,797[\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})]$$

$$C_{p_{sp,80}} = C_{p_{O_2}} \cdot \omega_{O_2} + C_{p_{N_2}} \cdot \omega_{N_2} + C_{p_{CO_2}} \cdot \omega_{CO_2} + C_{p_{H_2O}} \cdot \omega_{H_2O} + C_{p_{SO_2}} \cdot \omega_{SO_2} \quad [\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})] \quad (10.1)$$

$$C_{p_{sp,80}} = 1,32 \cdot 0,94 + 1,29 \cdot 74,4 + 1,68 \cdot 15,78 + 1,5 \cdot 8,8 + 1,8 \cdot 0,0011$$

$$C_{p_{sp,80}} = 1,368[\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})]$$

Teplota [°C]	$C_{p,sp}$ [kJ/(m ³ .K)]
80	1,368
152,5	1,392
225	1,405
232,5	1,406
240	1,408

Tab. 10.3 – C_p pro vybrané teploty

V tabulce 10.3. můžeme vidět výsledné měrné tepelné kapacity pro vybrané teploty. Kde se na jednotce SCR nachází tyto teploty, nalezneme v obrázku 10.1.

Hustota se bude počítat úplně stejně jako měrná tepelná kapacita. Interpolací určíme hustotu jednotlivých složek spalin a poté je vynásobíme procentuálním zastoupením ve spalinách. $t_{st,r}=130,5^{\circ}\text{C}$

Teplota [°C]	ρ_{sp} [kg/m ³]
80	0,972
152,5	0,847
225	0,723
232,5	0,713
240	0,7025

Tab. 10.4 – Hustota pro vybrané teploty

V tabulce 10.4. můžeme vidět výsledné hustoty pro vybrané teploty. Kde se na jednotce SCR nachází tyto teploty, nalezneme v obrázku 10.1.

Entalpie se pak vypočte:

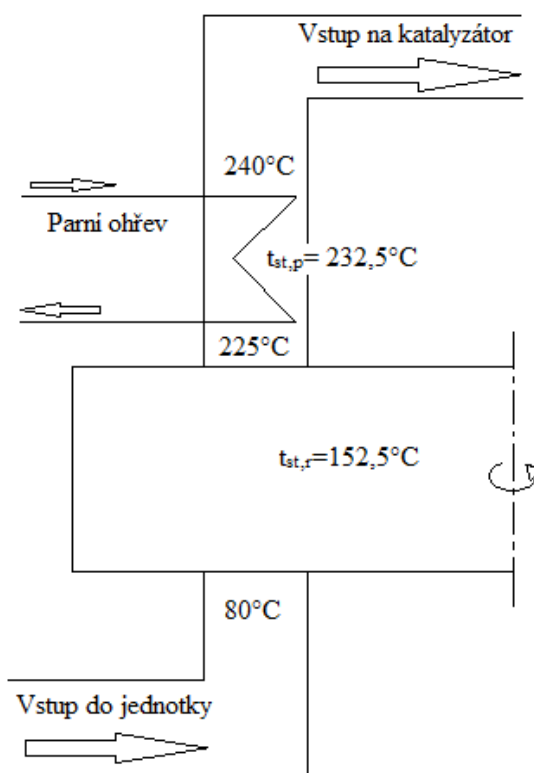
$$i_{sp,80} = \frac{C_{p,sp,80}}{\rho_{sp,80}} \cdot t \quad [\text{kJ/kg}](10.2)$$

$$i_{sp,80} = \frac{1,368}{0,972} \cdot 80 = 497,3 [\text{kJ/kg}]$$

Teplota [°C]	i_{sp} [kJ/kg]
80	497,3
152,5	629,3
225	968,1
232,5	997,8
240	1028,49

Tab. 10.5 – Entalpie pro vybrané teploty

V tabulce 10.5. můžeme vidět výsledné entalpie pro vybrané teploty. Kde se na jednotce SCR nachází tyto teploty, nalezneme v obrázku 10.1.



Obr. 10.1 – Schéma rozvržení teplot na zařízení

11. Výpočet spotřeby čpavku

Tato kapitola se zabývá spotřebou čpavku a jeho únikem do ovzduší. Při výpočtu spotřeby, musíme brát v potaz to, že se určité množství nezapojí do reakce a odchází do komína. Pokud uniká čpavek do ovzduší, nazýváme to čpavkový skluz. Celkové množství

čpavku pak musíme o tento únik navýšit. Čpavkový skluz proto, že reagentem bývá nejčastěji NH_3 neboli čpavek.

11.1 Výchozí hodnoty:

Výpočet bude prováděn podle literatury [11] v přepočtu na jednotky SI.

Maximální množství NO_2 ve spalínách

$$m_{\max, \text{NO}_2} = 650 [\text{mg}/\text{m}_N^3]$$

Množství, které odchází do komína

$$m_{\min, \text{NO}_2} = 150 [\text{mg}/\text{m}_N^3]$$

Objem spalín

$$\dot{V}_{SP} = 34,72 [\text{m}_N^3/\text{s}]$$

Množství NO_2 určené k reakci

$$\Delta m_{\text{NO}_2} = 500 [\text{mg}/\text{m}_N^3]$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{NO}_2} = \Delta m_{\text{NO}_2} \cdot \dot{V}_{SP} \quad [\text{mg}/\text{s}] \quad (11.1)$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{NO}_2} = 500 \cdot 34,72 = 17361 [\text{mg}_{\text{NO}_2}/\text{s}] \rightarrow 17,361 [\text{g}_{\text{NO}_2}/\text{s}] \rightarrow 62499,9 [\text{g}_{\text{NO}_2}/\text{hod}]$$

Molární hmotnost NO_2

$$M_{\text{NO}_2} = 46,0055 [\text{g}/\text{mol}]$$

$$\dot{M}_{\text{NO}_2} = \frac{\Delta \dot{m}_{\text{NO}_2}}{M_{\text{NO}_2}} \quad [\text{mol}_{\text{NO}_2}/\text{hod}] \quad (11.2)$$

$$\dot{M}_{\text{NO}_2} = \frac{62499,9}{46,0055} = 1358,53 [\text{mol}_{\text{NO}_2}/\text{hod}]$$

Z chemické rovnice ($4 \text{ NO} + 4 \text{ NH}_3 + \text{O}_2 \rightarrow 4 \text{ N}_2 + 6 \text{ H}_2\text{O}$) vyplívá, že k odstranění 1 molu NO je potřeba 1 mol NH_3

$$\dot{M}_{\text{NH}_3} = \dot{M}_{\text{NO}_2} = 1358,53 [\text{mol}_{\text{NH}_3}/\text{hod}]$$

$$M_{NH_3} = 17,031[g/mol]$$

$$\dot{m}_{NH_3} = \dot{M}_{NH_3} \cdot M_{NH_3} \quad [g_{NH_3}/hod](11.3)$$

$$\dot{m}_{NH_3} = 1358,53 \cdot 17,031 = 23137,164[g_{NH_3}/hod] \rightarrow 23,137[kg_{NH_3}/hod]$$

$$\dot{m}_{\odot NH_3} = \frac{\dot{m}_{NH_3}}{0,25} \quad [g_{\odot NH_3}/hod](11.4)$$

$$\dot{m}_{\odot NH_3} = \frac{23137,164}{0,25} = 92548,65[g_{\odot NH_3}/hod] \rightarrow 92,55[kg_{\odot NH_3}/hod]$$

11.2 Čpavkový skluz

$$ASR = 1,05 \quad [-](11.5)$$

$$ASR = 1,05 = \frac{\dot{M}_{C,NH_3}}{\dot{M}_{NO_2}} [-] \Rightarrow \dot{M}_{NH_3} = \dot{M}_{NO_2} \cdot 1,05[mol_{NH_3}/hod]$$

$$\dot{M}_{C,NH_3} = 1358,53 \cdot 1,05 = 1426,46[mol_{NH_3}/hod]$$

$$\dot{M}_{skluz,NH_3} = \dot{M}_{C,NH_3} - \dot{M}_{NH_3} \quad [mol_{NH_3}/hod](11.6)$$

$$\dot{M}_{skluz,NH_3} = 1426,46 - 1358,53 = 67,97[mol_{NH_3}/hod]$$

$$\dot{m}_{skluz,NH_3} = \dot{M}_{skluz,NH_3} \cdot M_{NH_3} \quad [g_{NH_3}/hod](11.7)$$

$$\dot{m}_{skluz,NH_3} = 67,97 \cdot 17,031 = 1156,87[g_{NH_3}/hod]$$

11.3 Celková spotřeba čpavku

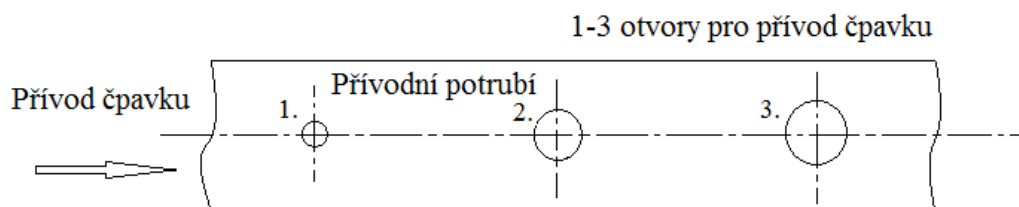
$$\dot{m}_{C,NH_3} = \dot{M}_{C,NH_3} \cdot M_{NH_3} \quad [g_{NH_3}/hod](11.8)$$

$$\dot{m}_{C,NH_3} = 1426,46 \cdot 17,031 = 24294[g_{NH_3}/hod] \rightarrow 24,294[kg_{NH_3}/hod]$$

$$\dot{m}_{\odot,C,NH_3} = \frac{\dot{m}_{C,NH_3}}{0,25} \quad [g_{\odot NH_3}/hod](11.9)$$

$$\dot{m}_{\odot,C,NH_3} = \frac{24294}{0,25} = 97176,2[g_{\odot NH_3}/hod] \rightarrow 97,18[kg_{\odot NH_3}/hod]$$

Čpavek se v této jednotce zavádí nad parní ohřev spalín a pod homogenizátor proudu spalín. Zavádění čpavku se provádí pomocí potrubí, ve kterém jsou otvory. Chtěli bychom zajistit rovnoměrné dávkování do celého průřezu, museli by se otvory na přívodním potrubí (pokud jsou za sebou) zvětšovat s rostoucí délkou jak můžeme vidět na obrázku číslo 11.1.



Obr. 11.1 – Schematicky naznačené potrubí pro přívod čpavku

12. Výpočet plochy katalyzátoru

Výpočet v této kapitole bude směřovat k návrhu základních rozměrů katalyzátoru. Které pak poslouží dodavateli k navržení ideální aktivní vrstvy na katalyzátoru.

Doporučené hodnoty a postup výpočtu je dle literatury [11].

Nejprve přepočítáme objemový průtok spalín \dot{V}_{ef} na provozní podmínky.

Provozní podmínky : $p_{ef}=101325[Pa]$

$T_{ef}=513,15[K]$

Normální podmínky: $p_N=101325[Pa]$

$T_N=273,15[K]$

$$\frac{p_N \cdot \dot{V}_N}{T_N} = \frac{p_{ef} \cdot \dot{V}_{ef}}{T_{ef}} \Rightarrow \dot{V}_{ef} = \frac{p_N \cdot \dot{V}_N \cdot T_{ef}}{T_N \cdot p_{ef}} \quad [m^3/s] \quad (12.1)$$

$$\dot{V}_{ef} = \frac{101325 \cdot 34,722 \cdot 513,15}{273,15 \cdot 101325} = 65,23[m^3/s]$$

Kde,

p_N	tlak při normálních podmínkách	$[Pa]$
\dot{V}_N	objem při normálních podmínkách	$[m^3/s]$
T_N	teplota při normálních podmínkách	$[K]$
p_{ef}	tlak při provozních podmínkách	$[Pa]$
\dot{V}_{ef}	objem při provozních podmínkách	$[m^3/s]$
T_{ef}	teplota při provozních podmínkách	$[K]$

Dále vypočteme obsah katalyzátoru A_{kat} .

Rychlost spalin na katalyzátoru je doporučena výrobcem. V tomto případě použijeme rychlost doporučenou literaturou $w_{sp}=4,5[m/s]$.

$$A_{kat} = \frac{\dot{V}_{ef}}{w_{sp}} \quad [m^2] \quad (12.2)$$

$$A_{kat} = \frac{65,23}{4,5} = 14,5$$

$$A_{SCR} = 1,2 \cdot A_{kat} \quad [m^2] \quad (12.3)$$

$$A_{SCR} = 1,2 \cdot 14,5 = 17,4[m^2]$$

$$l = b = (A_{SCR})^{\frac{1}{2}} \quad [m] \quad (12.4)$$

$$l = 4,17[m]$$

$$b = 4,17[m]$$

Po domluvě s dodavatelem katalyzátorů jsem zjistil, že katalyzátory jsou dodávány na míru podle potřeb uživatele. Vypočtené hodnoty zaokrouhluji na $l = b = 4,5[m]$ z důvodu větší variability při výběru katalytické vrstvy

kde,

l délka katalyzátoru $[m]$

b šířka katalyzátoru $[m]$

w_{sp} rychlost spalin $[m/s]$

A_{SCR} skutečná plocha potřebná pro katalyzátor $[m^2]$

Díky absenci klíčových hodnot v rovnici (A_{spec} , K_{kat}) výpočet dále pokračuje bez číselných hodnot. Dodavatelé neradi sdělují tyto informace laikům kvůli narušení firemního Know-how.

$$Vol_{kat} = \frac{-\left(\dot{V}_{ef} \cdot \ln \left[1 - \left(\frac{\eta_{NO_x}}{ASR}\right)\right]\right)}{K_{kat} \cdot A_{spec}} \quad [m^3] \quad (12.5)$$

Počet vrstev a výška katalyzátoru.

Nominální výška vrstvy je doporučená literaturou $h'_{vrstvy} = 0,95[m]$.

$$n_{vrstev} = \frac{Vol_{kat}}{h'_{vrstvy} \cdot A_{kat}} \quad [-] \quad (12.6)$$

$$h_{vrstvy} = \left[\frac{Vol_{kat}}{n_{vrstvy} \cdot A_{kat}} \right] + 1 \quad [m] \quad (12.7)$$

kde,

Vol_{kat}	<i>objem katalyzátoru</i>	$[m^3]$
n_{vrstev}	<i>počet vrstev katalyzátoru</i>	$[-]$
h_{vrstvy}	<i>výška katalyzátoru</i>	$[m]$
K_{kat}	<i>aktivita katalyzátoru (hodnota od dodavatele)</i>	$[-]$
A_{spec}	<i>specifický povrch (hodnota od dodavatele)</i>	$[m^2]$

13. Postup výpočtu regeneračního ohříváku vzduchu

Tato kapitola se zabývá návrhem zařízení, které využívá „odpadní“ teplo na výstupu a ohřívá látku na vstupu. Tato akce je nazývá rekuperace. Použijeme rotační regenerační ohřívák. Rotační je proto, že teplo směnná plocha se otáčí a postupně přechází z horké části do studené, kde předá teplo. Výplň matice rotoru je z profilovaných (intenzifikovaných) plechů, které se v horké části nabijí (odeberou teplo proudící látky) a ve studené vybijí (teplo předají proudící látce) proto regenerační.

Úkolem je ohřát spaliny putující z polosuché metody odsíření z 80[°C] na teplotu blízkou teplotnímu oknu.

Výpočet byl proveden nejdříve s přibližnými hodnotami a poté v programu Excel optimalizován. Ve výpočtu, nenalezneme hodnoty přibližné ale ty, které vyšly po optimalizaci.

U výpočtu, byly velikostní rozměry navrženy dle literatury [1] a samotný výpočet byl proveden podle literatury [5].

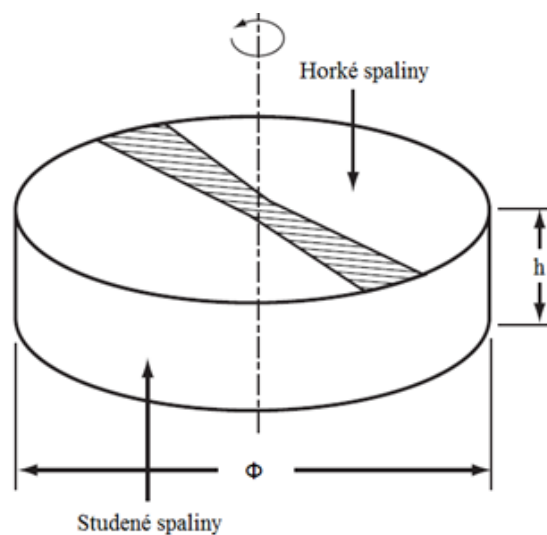
13.1 Navržené hodnoty

Matice rotoru:

M_w	=	135,9	[t]
c_w	=	0,48	[kJ/kg.K]
β	=	448	[m ² /m ³]
A_f	=	13,5	[m ²]
n	=	5	[ot/min]
h	=	3	[m]
Φ	=	8,2	[m]

Spaliny horké/studené:

$\alpha_h = \alpha_s$	=	70	[W/m ² .K]
$c_{p,h}$	=	1,99	[kJ/kg.K]
$c_{p,s}$	=	1,5	[kJ/kg.K]



Horké spaliny:

$t_{h,in}$	=	240	[°C]
\dot{m}_h	=	45	[kg/s]

Studené spaliny:

$t_{s,in}$	=	80	[°C]
\dot{m}_s	=	45	[kg/s]

13.2 Teoretický návrh regeneračního ohříváku

Jednotka C_h vyjadřuje tepelnou kapacitu toku horké části ohříváku.

$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \quad [kW/K] \quad (13.1)$$

$$C_h = 45 \cdot 1,99 = 89,55 [kW/K]$$

kde,

C_h tepelná kapacita toku [kW/K]

\dot{m}_h množství horkých spalin [kg/s]

$c_{p,h}$ měrná tepelná kapacita horkých spalin [kJ/kg.K]

Jednotka C_s vyjadřuje tepelnou kapacitu toku.

$$C_s = \dot{m}_s \cdot C_{p,s} \quad [\text{kW/K}] \quad (13.2)$$

$$C_s = 45 \cdot 1,5 = 67,5 [\text{kW/K}]$$

kde,

\dot{m}_s	<i>množství studených spalin</i>	$[\text{kg/s}]$
$C_{p,s}$	<i>měrná tepelná kapacita studených spalin</i>	$[\text{kJ}/(\text{kg.K})]$

$$C_{\max} = C_h = 89,55 [\text{kW/K}] \quad (13.3)$$

$$C_{\min} = C_s = 67,5 [\text{kW/K}] \quad (13.4)$$

kde,

C_{\max}	<i>maximální tepelná kapacita toku</i>	$[\text{kW/K}]$
C_{\min}	<i>minimální tepelná kapacita toku</i>	$[\text{kW/K}]$

Jednotka C^* je bezrozměrná veličina vyjadřující poměr mezi maximálním a minimálním tokem tepelných kapacit.

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad [-] \quad (13.5)$$

$$C^* = \frac{67,5}{89,55} = 0,7538 [-]$$

Jednotka C_r je míra tepelné kapacity regenerátoru.

$$C_r = M_w \cdot c_w \cdot N \quad [\text{kW/K}] \quad (13.6)$$

$$C_r = 135893 \cdot 0,48 \cdot \frac{5}{60} = 5435,72 [\text{kW/K}]$$

kde,

M_w	<i>celková hmotnost matice rotoru</i>	$[\text{kg}]$
c_w	<i>měrná tepelná kapacita matice rotoru</i>	$[\text{kJ}/(\text{kg.K})]$
N	<i>otáčky rototu</i>	$[\text{ot/s}]$

Bezrozměrná jednotka C_r^* je celkový poměr tepelné kapacity na matici rotoru.

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}} \quad [-](13.7)$$

$$C_r^* = \frac{5435,72}{67,5} = 80,529[-]$$

Součinitel přestupu tepla U_o (zanedbává se tepelný odpor stěn):

$$\frac{1}{(U_o \cdot A)_h} = \frac{1}{(U_o \cdot A)_s} = \frac{1}{\alpha_h \cdot A_h} + \frac{1}{\alpha_s \cdot A_s}$$

Rozložení rotoru je zvoleno 50 : 50, takže horká i studená strana bude mít stejný součinitel přestupu tepla ($A_h = A_s$):

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{\alpha_h} + \frac{1}{\alpha_s} \quad [(m^2 \cdot K)/W](13.8)$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{70} + \frac{1}{70} = \frac{1}{35} [(m^2 \cdot K)/W]$$

nebo

$$U_o = 35 [W/(m^2 \cdot K)]$$

Jednotka A je celkový povrch, který přenáší teplo:

$$A = A_{fr} \cdot h \cdot \beta \quad [m^2](13.9)$$

$$A = 13,5 \cdot 3 \cdot 448 = 118144 [m^2]$$

takže

$$A_h = A_c = 9072 [m^2]$$

kde,

$$A_h \quad \text{čelní teplosměná plach horké části} \quad [m^2]$$

$$A_c \quad \text{čelní teplosměná plach studené části} \quad [m^2]$$

Stanovené metody ϵ - NTU_o (z ang. number of transfer units):

$$NTU_o = \frac{U_o \cdot A}{C_{min}} \quad [-](13.9)$$

$$NTU_o = \frac{35 \cdot 9072}{67,5 \times 10^3} = 4,704[-]$$

kde,

$$U_o \quad \text{koeficient přestupu tepla} \quad [W/(m^2 \cdot K)]$$

$$A_{h,s} \quad \text{plocha pro přestup tepla} \quad [m^2]$$

Jednotka ε_{cf} je účinnost protiproudého výměníku tepla a je bezrozměrná.

$$\varepsilon_{cf} = \frac{1 - \exp. [-NTU_o \cdot (1 - C^*)]}{1 - C^* \cdot \exp. [-NTU_o \cdot (1 - C^*)]} \quad [-](13.10)$$

$$\varepsilon_{cf} = \frac{1 - \exp. [-4,704 \cdot (1 - 80,529)]}{1 - 80,529 \cdot \exp. [-4,704 \cdot (1 - 80,529)]} = 0,8987[-]$$

Bezrozměrná jednotka ε určuje účinnost celého výměníku. Výpočet, který používáme je nadefinován pro podmínku $\varepsilon < 0.9$.

$$\varepsilon = \varepsilon_{cf} \cdot \left[1 - \frac{1}{9(C_r^*)^{1,93}} \right] \quad [-](13.11)$$

$$\varepsilon = 0,8987 \cdot \left[1 - \frac{1}{9 \cdot (80,53)^{1,93}} \right] = 0,89868[-]$$

Dle definice,

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{q}{C_{min} \cdot (t_{h,in} - t_{s,in})} \quad [-](13.12)$$

Proto,

$$q = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (t_{h,in} - t_{s,in}) \quad [kW]$$

$$q = 0,89868 \cdot 67,5 \cdot (240 - 80) = 9705,71[kW]$$

kde,

$$t_{h,in} \quad \text{teplota horkých spalin na vstupu} \quad [^{\circ}C]$$

$$t_{s,in} \quad \text{teplota studených spalin na vstupu} \quad [^{\circ}C]$$

Chtěli bychom získat výstupní teploty horké neb studené strany použijeme rovnici:

$$q = C_s \cdot (t_{s,out} - t_{h,in}) = C_h \cdot (t_{h,in} - t_{s,out}) \quad [kW](13.13)$$

Výstupní teploty horkých a studených spalin získáme z rovnic:

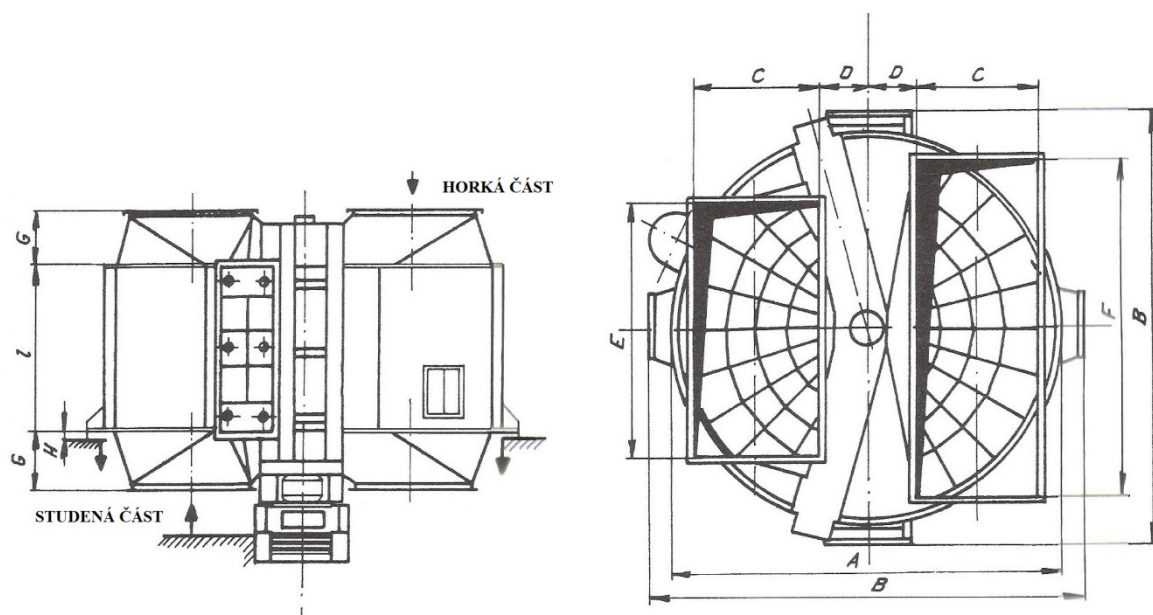
$$t_{s,out} = t_{s,in} + \frac{q}{C_s} \quad [^{\circ}C](13.14)$$

$$t_{s,out} = 80 + \frac{9705,7}{67,5} = 223,79[^{\circ}C]$$

$$t_{h,out} = t_{h,in} + \frac{q}{C_h} \quad [^{\circ}C](13.14)$$

$$t_{h,out} = 250 - \frac{9705,7}{89,55} = 131,62[^{\circ}C]$$

13.3 Základní rozměry regeneračního ohříváku spalin



Obr. 13.1 – Zakótovaný regenerativní ohřívát [1]

Φ rotoru	A	B	C	D	E	F	G	H
8200	8592	9230	3020	1070	3000	4700	1250	100

Tab. 13.1 – Parametry regenerativního ohříváku[1]

14. Výpočet kondenzačního výměníku s aplikací vstříků

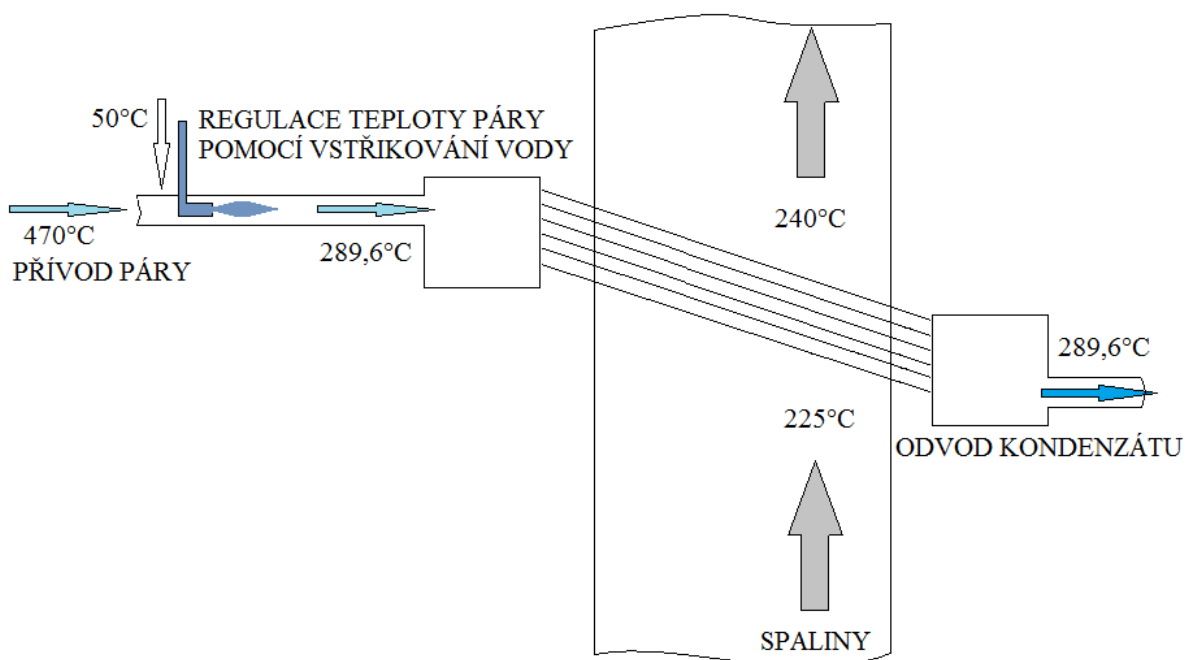
Tato kapitola se věnuje přehřívání spalín za regenerativním ohřívákem. Z důvodu určité účinnosti regenerace spalín je třeba tyto spaliny před vstupem do katalytických vrstev dohřát na teplotu definovaného teplotního okna. Účel přehřívání je tedy dosažení TO, ve kterém má reakce čpavku a NO_x na daných katalytických vrstvách nejvyšší účinnost.

Spaliny se v tomto případě budou dohřívát ve výměníku, který bude vytopen párou. Přívodní pára má teplotu $t=470[^\circ\text{C}]$ a tlak $p=7,4[\text{MPa}]$. Před přivedením páry do výměníku upravíme její parametry pomocí vstříku vody tak aby, její parametry odpovídaly saturační teplotě při daném tlaku ($t_s=289,62[^\circ\text{C}]$, $p_s=7,4[\text{MPa}]$). Teplota saturace byla odečtena z parních tabulek[10] a ověřena programem Engineering Equation Solver (EES).

Výměník tepla je kondenzační s žebrovanými, horizontálně uloženými trubkami. Kondenzace probíhá v horizontálních trubkách, a aby byl zaručen odtok vzniklého kondenzátu, jsou trubky vyspárovány pod úhlem $\beta=5[^\circ]$.

Regulace výměníku bude prováděna čerpadlem, které odvádí kondenzát. Otáčky čerpadla se mohou měnit v závislosti na aktuálním potřebném výkonu výměníku. Pokud čerpadlo sníží otáčky, dojde k částečnému zatopení výměňkových trubek. Tím snížíme teplo směnnou plochu a tepelný tok. Takovým způsobem může být regulován výměník, ale regulace je závislá na úhlu vyspárování to znamená čím menší úhel tím menší možnost regulace.

14.1 Schéma výměníku



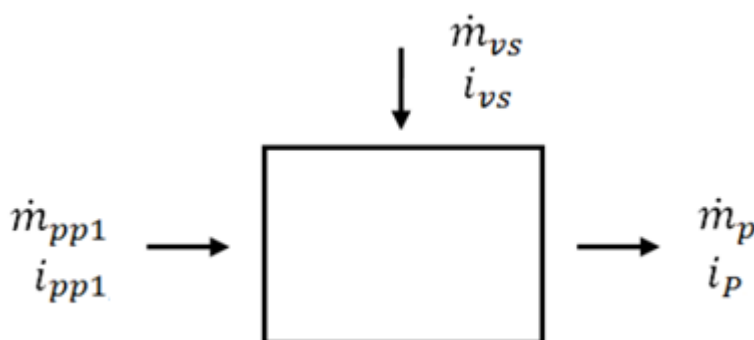
14.2 Stanovení množství vstříku

Výpočet bude proveden dle literatury [9].

U výpočtu vycházíme ze dvou bilančních rovnic.

$$(\dot{m}_{pp} \cdot i_{pp}) + (\dot{m}_{vs} \cdot i_{vs}) = (\dot{m}_p \cdot \Delta i_p) \quad (14.1)$$

$$(\dot{m}_{pp}) + (\dot{m}_{vs}) = (\dot{m}_p) \quad [kg/s] \quad (14.2)$$



Obr. 14.2 – Bilanční schéma vstříku

Entalpie páry a vody na mezi sytosti jsou odečteny z parních tabulek [10] a ověřené pomocí programu (EES). Entalpie vstříkované vody je určena z parních tabulek na základě tlaku 9,5 [MPa] a teploty 50°C. Nacházíme se v Rankin Clausiusově parním cyklu. Je to uzavřený oběh nebudeme teda na vstříky používat externí zdroj vody, ale kondenzát přímo z kondenzátoru RC cyklu.

$$\Delta i = i'' - i' \quad [kJ/kg] \quad (14.3)$$

$$\Delta i = 2767 - 1288 = 1479 [kJ/kg]$$

$$\dot{m}_{pp} = \frac{Q_{sp}}{(i' - i'')} \quad [kg/s] \quad (14.4)$$

$$\dot{m}_{pp} = \frac{732,55}{(2767 - 1287,77)} = 0,495 [kg/s]$$

Z rovnice (2) vyjádříme \dot{m}_{vs} a dosadíme do rovnice (1).

$$\dot{m}_{vs} = \dot{m}_p - \dot{m}_{pp} \quad [kg/s] \quad (14.5)$$

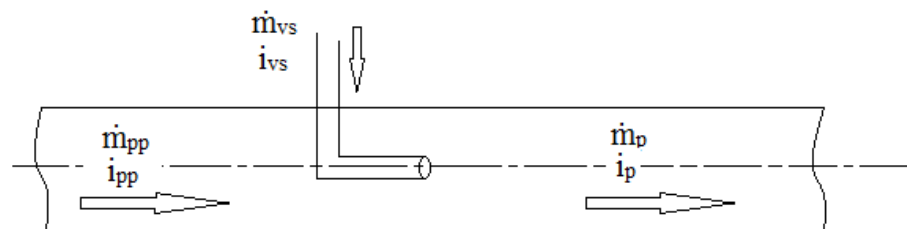
$$\dot{m}_{pp} \cdot i_{pp} + (\dot{m}_p - \dot{m}_{pp}) \cdot i_{vs} = \dot{m}_p \cdot \Delta i_p \Rightarrow \dot{m}_{pp}$$

$$\dot{m}_{pp} = \frac{\dot{m}_p \cdot \Delta i_p}{i_{pp} + \dot{m}_p \cdot i_{vs}} \quad [kg/s] (14.6)$$

$$\dot{m}_{pp} = \frac{0,495 \cdot 1479}{3332,5 + 0,495 \cdot 217,5} = 0,223 [kg/s]$$

$$\dot{m}_{vs} = 0,495 - 0,223 = 0,272 [kg/s] \Rightarrow 979,2 [kg/hod]$$

Vstřikování vody do proudu páry je v jednoduchém schématu naznačeno v Obr. 14.3. Při návrhu vstřikovací trysky musí být zohledněn fakt, že kapičky vody by neměly dopadat na stěnu trubky. Při návrhu by měl být kužel vstřikované vody spíše delší. Tlak přiváděného vstřiku musí být vyšší než tlak proudící páry. Na vstřikovací trysce dochází k tlakové ztrátě, o kterou musí být navýšen tlak vstřikované vody.



Obr. 14.3 – Bilanční schéma vstřiku

14.3 Navržené hodnoty potřebné pro výpočet kondenzačního výměníku

Spaliny		
$\alpha_{KM}=$	1,354	[W/(m ² .K)]
$(\lambda/s)_w=$	74	[W/(m ² .K)]
$t_{KM}=$	289,6	[°C]

Tab. 14.4 – Navržené vstupní hodnoty pro spaliny

Pára		
$M_D=$	1,354	[kg/s]
$p=$	74	[bar]
$t_p=$	289,6	[°C]

Tab. 14.5 – Navržené vstupní hodnoty pro páru

Plynná fáze		
$\rho_D=$	1,354	[kg/m ³]
$\eta_D=$	74	[Pa.s]

Tab. 14.6 – Hodnoty pro páru

Kapalná fáze		
$\rho_D=$	1,354	[kg/m ³]
$\eta_D=$	74	[Pa.s]
$\lambda_F=$	0,566	[W/(m.K)]

Tab. 14.7 – Hodnoty pro vodu

14.4 Řešení samotného výměníku tepla

Výpočet byl proveden dle literatury [9]

Nasycení páry

$$\dot{x}_1=0,99; \quad \dot{x}_2=0,9; \quad \dot{x}_3=0,5; \quad \dot{x}_4=0,1; \quad \dot{x}_5=0,01$$

kde,

\dot{x}_{1-5} poměrné množství páry ku kapalně fázi (např. 99% páry + 1% vody = 0,99)[-]

$$\dot{x}_1 = \frac{\dot{M}_{D,x}}{(\dot{M}_{F,x} + \dot{M}_{D,x})} \Rightarrow \dot{M}_{D,2} = \dot{x} \cdot (\dot{M}_{F,x} + \dot{M}_{D,x}) \quad [kg/h] \quad (14.6)$$

$$\dot{M}_{D,x} = 0,99 \cdot 4860 = 4825,6 [kg/h]$$

$$\dot{M}_{F,x} = 4860 - 4825,6 = 34,4 [kg/h]$$

kde,

$\dot{M}_{D,x}$ hmotnostní průtok plynné fáze [kg/h]

$\dot{M}_{F,x}$ hmotnostní průtok kapalně fáze [kg/h]

Výpočet Reynoldsova kritéria

$$Re_{F,x} = \frac{\dot{M}_{F,x}}{\pi \cdot d \cdot \eta_F} \quad [-] \quad (14.6)$$

$$Re_{F,x} = \frac{48,6}{3600 \cdot \pi \cdot 0,032 \cdot 8,98 \cdot 10^{-5}} = 1499,16 [-]$$

$$Re_{D,x} = \frac{4 \cdot \dot{M}_{D,x}}{\pi \cdot d \cdot \eta_D} \quad [-] \quad (14.7)$$

$$Re_{D,x} = \frac{4.4811,4}{3600 \cdot \pi \cdot 0,032 \cdot 1,914 \cdot 10^{-5}} = 2786583,5 [-]$$

kde,

π matematická konstanta (Ludolfovo číslo) [-]

d průměr potrubí [m]

η_D dynamická viskozita plynné fáze [kg/(m.s)]

Parametr toku F

$$F = \frac{\max\left((2 \cdot Re_{F,x})^{0,5}; 0,132 \cdot Re_{F,x}^{0,9}\right)}{Re_{D,x} \cdot 0,9} \cdot \frac{\eta_F}{\eta_D} \sqrt{\frac{\rho_D}{\rho_F}} \quad [-] \quad (14.8)$$

$$F = \frac{0,132 \cdot 757,69^{0,9}}{2786583,5^{0,9}} \cdot \frac{8,98 \cdot 10^{-4}}{1,914 \cdot 10^{-5}} \sqrt{\frac{38,88}{732,8}} = 1,62 \cdot 10^{-4} [-]$$

kde,

η_F dynamická viskozita kapalně fáze [kg/(m.s)]

ρ_F hustota látky v kapalně fázi [kg/m³]

ρ_D hustota látky v plynně fázi [kg/m³]

Objemový obsah ε

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{1 + \frac{1}{8,48 \cdot F}} \quad [-] \quad (14.9)$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{1 + \frac{1}{8,48 \cdot 1,62 \cdot 10^{-4}}} = 0,9986 [-]$$

Tloušťka filmu δ_F

$$\delta_F^+ = \frac{1}{4} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot d \quad [m] \quad (14.10)$$

$$\delta_F^+ = \frac{1}{4} \cdot (1 - 0.9986) \cdot 0.032 = 1,104 \times 10^{-5} [m]$$

Charakteristický rozměr

$$\varepsilon = \left(\frac{\eta_F^2}{\rho_F^2 \cdot g} \right)^{\frac{1}{3}} \quad [m] \quad (14.11)$$

$$\varepsilon = \left(\frac{8,98^2 \times 10^{-5}}{732,8^2 \cdot 9.81} \right)^{\frac{1}{3}} = 1,153 \times 10^{-5} [m]$$

kde,

$$g \quad \text{gravitační konstanta} \quad [m/s^2]$$

Laminární Nusseltovo kritérium

$$Nu_{F,x,l} = 0,7 \cdot Re_{F,x}^{-0,29} \quad [-] \quad (14.12)$$

$$Nu_{F,x,l} = 0,7 \cdot 1499,16^{-0,29} = 0,084 [-]$$

kde,

$$Re_{F,x} \quad \text{Reynoldsovo kritérium pro kapalnou fázi} \quad [-]$$

Turbulentní Nusseltovo kritérium

Prantlovo kritérium určeno pomocí programu (EES)

$$Nu_{F,x,t} = \frac{0,0283 \cdot Re_{F,x}^{+0,292} \cdot Pr_F^{0,333}}{1 + 9,66 \cdot Re_{F,x}^{-0,375} \cdot Pr_F^{-0,167}} \quad [-] \quad (14.12)$$

$$Nu_{F,x,t} = \frac{0,0283 \cdot 1499,16^{+0,292} \cdot 0,873^{0,333}}{1 + 9,66 \cdot 1499,16^{-0,375} \cdot 0,873^{-0,167}} = 0,139 [-]$$

$$Nu_{F,x} = \sqrt{Nu_{F,x,l}^2 + Nu_{F,x,t}^2} \quad [-] \quad (14.13)$$

$$Nu_{F,x} = \sqrt{0.1023^2 + 0.1029^2} = 0.163[-]$$

kde,

Pr_F Prandtlovo kritérium pro kapalnou fázi [-]

$Nu_{F,x,l}$ laminární Nusseltovo kritérium [-]

$Nu_{F,x,t}$ turbulentní Nusseltovo kritérium [-]

$Nu_{F,x}$ velikost Nusseltova kritéria [-]

Smykové tření

$$\tau_D = \frac{\xi_r}{8} \cdot \rho_D \cdot u_D^2 \quad [N/m^2] (14.14)$$

$$\tau_D = \frac{0.0107}{8} \cdot 38.9 \cdot 42.86^2 = 96.175 [N/m^2]$$

kde,

ξ_r součinitel tření [-]

u_D rychlost plynné fáze [m/s]

Faktor tření (hrubý)

$$\xi_r = \xi_g \cdot (1 + 850 \cdot F) \quad [-] (14.15)$$

$$\xi_r = 0.0108 \cdot (1 + 850 \cdot 1.62 \cdot 10^{-4}) = 0.0107 [-]$$

Faktor tření (hladký)

$$\xi_g = 0.184 \cdot Re_{D,x}^{-0.2} \quad [-] (14.16)$$

$$\xi_g = 0.184 \cdot 1408358.66^{-0.2} = 0.00945 [-]$$

Rychlost kapalné fáze

$$u_D = \frac{4 \cdot \dot{M}_{D,x}}{\rho_D \cdot \pi \cdot (d - 2 \cdot \delta_F^+)^2} \quad [m/s] (14.17)$$

$$u_D = \frac{4 \cdot 4825.6}{38.88 \cdot \pi \cdot (0.032 - 2.1 \cdot 10^{-5})^2} = 42.86 [m/s]$$

kde,

δ_F^+ tloušťka filmu na teplo směnné ploše [m]

d průměr potrubí [m]

Korekce smykového napětí

$$Kw = \left(\frac{\tau_D}{\rho_F \cdot g \cdot \delta_F^+} \right)^{1/3} \quad [-] \quad (14.18)$$

$$Kw = \left(\frac{96,176}{732,9,81,1,104 \times 10^{-5}} \right)^{1/3} = 10,66[-]$$

Koeficient přestupu tepla

$$\alpha_{F,x}^* = \frac{Kw \cdot Nu_{F,x} \cdot \lambda_F}{\epsilon} \quad [W/m^2] \quad (14.19)$$

$$\alpha_{F,x}^* = \frac{10,66 \cdot 0,163 \cdot 0,566}{1,152 \times 10^{-5}} = 85329,95 [W/m^2]$$

kde,

ϵ charakteristická délka [m]

Celkový součinitel přestupu tepla

$$k_x = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{F,x}^*} \right) + \left(\frac{s}{\lambda} \right)_w + \left(\frac{1}{\alpha_{KM}} \right)} \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (14.20)$$

$$k_x = \frac{1}{\left(\frac{1}{85329,95} \right) + \frac{1}{3133} + \left(\frac{1}{150} \right)} \quad 142,9 [W/(m^2 \cdot K)]$$

$$\bar{k}_x = \frac{k_{x=0} + k_{x=1}}{2} \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (14.21)$$

$$\bar{k}_x = \frac{142,3 + 142,9}{2} = 142,6 [W/(m^2 \cdot K)]$$

kde,

$k_{x=0}$ součinitel přestupu tepla kapaliny [W/(m²·K)]

$k_{x=1}$ součinitel přestupu tepla plynu [W/(m²·K)]

Délka nezbytná pro kondenzaci

$$\Delta L = \frac{\dot{M}_{F,x1} \cdot \Delta h_v}{\pi \cdot d \cdot \bar{k}_x \cdot \Delta t} \quad [m] \quad (14.22)$$

$$\Delta L = \frac{0,02505 \cdot 153200}{\pi \cdot 0,032 \cdot 142,6 \cdot 59,6} = 4,49 [m]$$

Množství páry, která proteče jednou trubkou

$$\dot{M}_{F,x1} = \frac{0,865 \cdot 0,00123}{0,04223} = 0,02505 [kg/s]$$

Hodnota ΔL udává vzdálenost, kterou musí urazit pára, aby zkondenzovala na $x=0,01$ v jedné trubce.

kde,

$$\dot{M}_{F,x1} \quad \text{množství páry proudící v jedné trubce} \quad [kg/s]$$

Rozdíl teploty páry a spalín

$$\Delta t = t_p - t_{KM} \quad [^{\circ}C] \quad (14.23)$$

$$\Delta t = 289,6 - 232 = 57,6 [^{\circ}C]$$

kde.

$$t_p \quad \text{teplota páry} \quad [^{\circ}C]$$

$$t_{KM} \quad \text{teplota spalín} \quad [^{\circ}C]$$

Rozdíl entalpie syté páry a syté kapaliny

Hodnota entalpií byla odečtena z parních tabulek [10] a ověřena programem (EES).

$$h'' = 276000 [J/kg] \quad \leftarrow \text{entalpie syté páry}$$

$$h' = 122800 [J/kg] \quad \leftarrow \text{entalpie syté kapaliny}$$

$$\Delta h_v = h'' - h' \quad [J/kg] \quad (14.24)$$

$$\Delta h_v = 276000 - 122800 = 153200 [J/kg]$$

Označení entalpií "h" je použito proto, aby bylo dodrženo značení z použité literatury.

Výpočty geometrie výměníku

$$t_{stř} = \frac{(289,62 - 235,8) - (289,62 - 225)}{\ln\left(\frac{289,62 - 235,8}{289,62 - 225}\right)} = 59[^\circ C]$$

kde,

$$t_{stř} \quad \text{střední logaritmická teplota výměníku kondenzačního} \quad [^\circ C]$$

Teplo, které musíme dodat spalínám:

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_{sp} \cdot C_{p.sp} \Delta t \quad [kW] (14.25)$$

$$\dot{Q}_v = 34,72 \cdot 1,406 \cdot (240 - 225) = 732,55 [kW]$$

kde,

$$\dot{m}_{sp} \quad \text{hmotnostní průtok spalin systémem} \quad [kg/s]$$

$$\Delta i_{sp} \quad \text{rozdíl entalpií mezi vstupem a výstupem} \quad [kJ/kg]$$

Teplo směnná plocha výměníku:

Koeficient přestupu tepla použijeme z kapitoly 15. Dosadíme do vzorce (15.14 a 15.15) kde se nám změní hodnota $c = 0,725$.

$$\alpha = 0,725 \cdot \left[\frac{0,5658^3 \cdot 9,81 \cdot (732,8 - 38,8) \cdot 2453000}{1,226 \cdot 10^{-6} \cdot (294,8 - 291,21) \cdot 4} \right]^{0,25} = 4664,8 [W/(m^2 \cdot K)]$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{4664,8 \cdot 0,037} + \frac{1}{2,47 \cdot \ln\left(\frac{0,042}{0,037}\right)} + \frac{1}{81,34 \cdot 0,042}} = 19,7 [W/(m^2 \cdot K)]$$

$$t_{stř} = \frac{(289,62 - 235,8) - (289,62 - 225)}{\ln\left(\frac{289,62 - 235,8}{289,62 - 225}\right)} = 59[^\circ C]$$

$$S = \frac{\dot{Q}_v}{k \cdot t_{stř}} \quad [m^2] (14.26)$$

$$S = \frac{732,55}{19,7 \cdot 59} = 630,3 [m^2]$$

Délka trubek potřebná pro přenos tepla:

$$o_t = 2 \cdot \pi \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot 0,016 = 0,1005 [m] \quad (14.27)$$

$$l = \frac{S}{o_t} = \frac{630,3}{0,1005} = 6271,64 [m] \quad (14.28)$$

Délkové rozměry výměníku:

Rozměry kanálu volím s ohledem na tlakovou ztrátu. Délka kanálu $l_k = 4[\text{m}]$ a šířka $b_k = 4[\text{m}]$. Vzdálenosti trubek od sebe volím na základě doporučení literatury [2] $S1=4.d$ a $S2=2.d$

$$n = \frac{l}{l_k} = \frac{6271,64}{4} = 1567,9 \rightarrow 1568[-] \quad (14.29)$$

$$n_{vs} = \left(\frac{b_k}{S1}\right) - 1 = \left(\frac{4}{0,032.3}\right) - 1 = 39,67 \rightarrow 39[-] \quad (14.30)$$

Počet trubek v kanále vedle sebe bude 39.

$$n_{rad} = \frac{n}{n_{vs}} = \frac{1568}{39} = 40,2 \rightarrow 41[-] \quad (14.31)$$

Počet řad nad sebou v uspořádání „na střídačku“ bude 41.

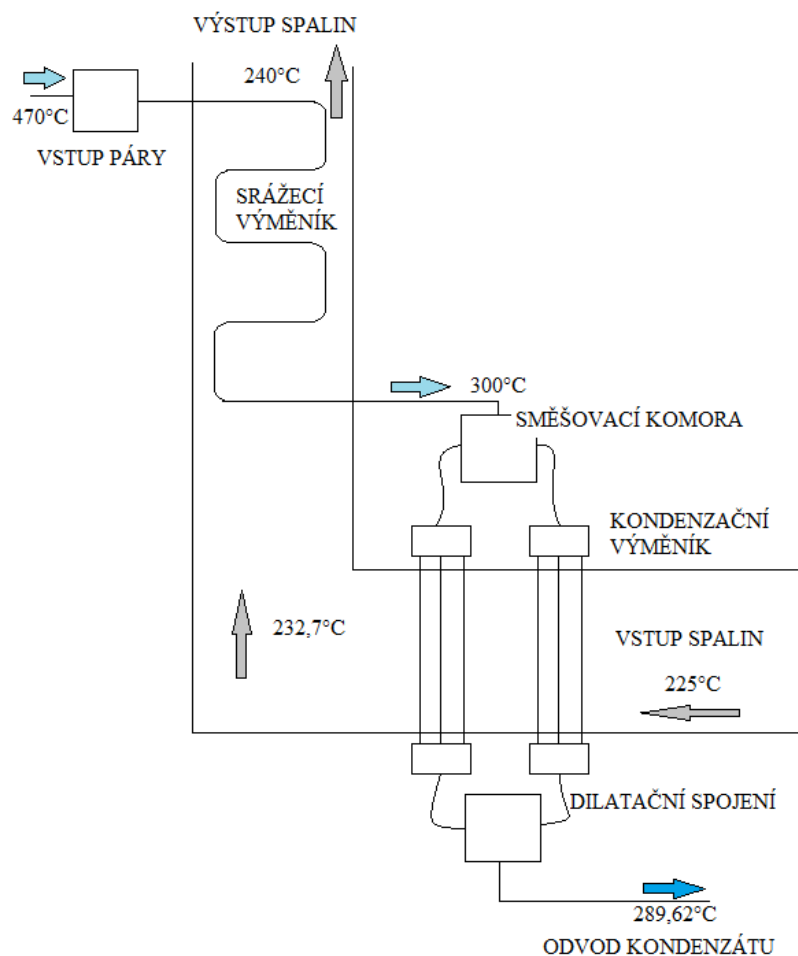
$$v_v = n_{rad} \cdot S2 = 40.2.0,032 = 2,56[\text{m}] \quad (14.32)$$

Výsledné hodnoty by mohly odpovídat realitě. Výměník se bude skládat z rovných horizontálně situovaných trubek. Trubky budou svařeny se sekundární, směšovací komorou a ta bude pomocí esovitě zahnuté trubky spojena s primární směšovací komorou. Esovitě zahnutí má za úkol vyrovnávat dilatační rozpínavost materiálu.

15.Výpočet kondenzačního výměníku se srážecem přehřátí

Tato kapitola se zabývá návrhem děleného výměníku tepla. První z výměníků srazí přehřátí páry a teplota klesne na mez sytosti. Takto upravená pára dále putuje do kondenzačního výměníku, kde všechna zkondenzuje. Čerpadlem pak odvádíme kondenzát ze systému. Kondenzát má pořád poměrně vysokou teplotu $289,6[^\circ\text{C}]$ a maření tohoto tepla by zvyšovalo ztráty, tak můžeme teplo využít například pro ohřev napájecí vody (NTO).

15.1 Schéma výměníku



Obr. 15.1 – Schéma uspořádání výměníků

15.2 Výpočet parního ohříváku spalín

V původním návrhu výměníku se neuvažovalo s kondenzační částí. Množství páry, které bude odebíráno před turbínou („ostrá pára“) překročilo 10% celkového množství vyprodukované což se jeví neekonomické. Rozhodl jsem se využít celého potenciálu páry a to i skupenské teplo vody. To znamená, že se využije nejen energie páry ale i teplo, které se uvolňuje při změně skupenství.

Výměník je tedy rozdělený na dva výměníky v sérii za sebou, kde jeden je parní a druhý kondenzační. Zapojení výměníku je protiproud a to z toho důvodu, aby byla nejvyšší teplota na výstupu spalín z výměníku. První takzvaný srážecí výměník s horizontálně uloženými trubkami má za úkol srazit přehřátí páry 10°C nad saturační teplotu. Pára s novými parametry opouští první výměník a vstupuje do kondenzační části. Zde pára kondenzuje a pomocí čerpadla je odváděn kondenzát.

Jako v předchozí kapitole je i v tomto případě možná regulace pomocí částečného zatopení trubek => regulace otáček čerpadla.

Celý výpočet je proveden dle literatury [3].

Výpočet vychází z bilanční rovnice:

$$\dot{m}_v \cdot \Delta i_v = \dot{m}_{par} \cdot \Delta i_{par} + \dot{m}_{kon} \cdot \Delta i_{kon}$$

kde,

$\dot{m}_v = \dot{m}_{par} = \dot{m}_{kon}$	<i>množství páry proudící v systému</i>	<i>[kg/h]</i>
Δi_v	<i>celkový rozdíl entalpií</i>	<i>[kJ/kg]</i>
Δi_{par}	<i>rozdíl entalpií na parním výměníku</i>	<i>[kJ/kg]</i>
Δi_{kon}	<i>rozdíl entalpií na kondenzačním výměníku</i>	<i>[kJ/kg]</i>

Entalpie jsou určeny pomocí programu EES.

	Teplota [°C]	Entalpie [kJ/kg]
Pára → i	470	3332,5
Sytá pára → i''	300	2767
Sytá kapalina → i'	289,6	1287,72

Tab. 15.1 – Schéma uspořádání výměníků

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_{sp} \cdot C_{p,s} \cdot \Delta t \quad [kW] (15.1)$$

$$\dot{Q}_v = 34,72 \cdot 1,4066 \cdot 15 = 732,55 [kW]$$

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{Q}_v}{(i_p - i'') + (i'' - i')} \quad [kg/s] (15.2)$$

$$\dot{m}_p = \frac{732550}{(3332,5 - 2767) + (2767 - 1287,72)} = 0,358 [kg/s]$$

$$\dot{Q}_{par} = \dot{m}_p \cdot \Delta i_{par} \quad [kW] (15.2)$$

$$\dot{Q}_{par} = 0,358 \cdot (3332,5 - 2767) = 202,6 [kW]$$

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_p \cdot \Delta i_{kon} \quad [kW] (15.3)$$

$$\dot{Q}_{kon} = 0,358 \cdot (2767 - 1287,72) = 529,96 [kW]$$

$$\frac{p_N \cdot \dot{V}_N}{T_N} = \frac{p_{ef} \cdot \dot{V}_{ef}}{T_{ef}} \Rightarrow \dot{V}_{ef} = \frac{p_N \cdot \dot{V}_N \cdot T_{ef}}{T_N \cdot p_{ef}} \quad [m^3_{ef}/s] (12.1)$$

$$\dot{V}_{ef} = \frac{101325 \cdot 34,722 \cdot 505,15}{273,15 \cdot 101325} = 64,21 [\text{m}^3/\text{s}]$$

Z kapitoly č.10 použijeme hustotu spalin pro teplotu 232,5°C což je střední teplota spalin.

$$\rho_{ef} = 0,713 [\text{kg}/\text{m}^3]$$

$$\dot{M}_{ef} = \dot{V}_{ef} \cdot \rho_{ef} = 64,21 \cdot 0,713 = 45,78 [\text{kg}/\text{s}] \quad (15.4)$$

Navržené potrubí nalezneme v tabulce 15.2.

Navržené potrubí 42x2,6mm		
vnější průměr	0,042	[m]
vnitřní průměr	0,037	[m]
tloušťka stěny	0,0026	[m]
střední průměr	0,0396	[m]
plocha průřezu	0,00123	[m ²]
prostup tepla λ	47	[W/(m.K)]

Tab. 15.2 – Hodnoty zvoleného potrubí

15.2.1 Výpočet přestupu tepla na straně spalin

Vycházíme z Nusseltova kritéria pro proudění na svazek trubek.

$$Nu = c \cdot Re^n \cdot Pr^{0,35} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i \quad [-] \quad (15.5)$$

kde,

c konstanta jejíž hodnota závisí na uspořádání trubek [-]

n exponent jehož hodnota závisí na uspořádání trubek [-]

ε_s součinitel vyjadřující vliv roztečí [-]

ε_i součinitel vyjadřující vliv první a druhé řady [-]

Platnost rovnice závisí na Reynoldsovu kritériu: $Re=10^3-10^5$

Stanovení Reynoldsova kritéria

$$Re = \frac{w \cdot L}{\nu} \quad [-] \quad (15.6)$$

$$Re = \frac{6,0422}{3,67 \cdot 10^{-5}} = 6898,62 [-]$$

kde,

w	<i>rychlost proudícího média v nejužším místě</i>	$[-]$
L	<i>charakteristický rozměr v tomto případě vnější průměr trubky</i>	$[m]$
ν	<i>kinematická viskozita</i>	$[m^2/s]$

Stanovení Prandtlůva kritéria

Prandtlůvo kritérium určíme pomocí programu (EES). $Pr = 0,6565[-]$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad [-](15.7)$$

$$\alpha = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho} \quad [-](15.8)$$

kde,

λ	<i>součinitel prostupu tepla</i>	$[W/(m.K)]$
c_p	<i>měrná tepelná kapacita média</i>	$[J/(kg.K)]$
ρ	<i>hustota média</i>	$[kg/m^3]$

Stanovení součinitelů a koeficientů

Uspořádání trubek ve výměníku bude střídavé $\Rightarrow c = 0,41$; $n = 0,60$

Pokud platí $\frac{s_1}{s_2} \geq 2$ je součinitel $\varepsilon_s = 1,12[-]$. $\varepsilon_i = 1[-]$.

$$Nu = 0,14 \cdot 6898,62^{0,6} \cdot 0,6565^{0,35} \cdot 0,12 \cdot 1 = 80,34[-].$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad [W/(m^2.K)](15.9)$$

$$\alpha = \frac{80,34 \cdot 0,043}{0,0422} = 81,5 [W/(m^2.K)]$$

kde,

λ	<i>součinitel prostupu tepla spaliny</i>	$[W/(m.K)]$
d	<i>průměr potrubí</i>	$[m]$

15.2.2 Výpočet přestupu tepla na straně páry

Vychází se z rovnice pro výpočet Nusseltova kritéria.

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L \quad [-](15.10)$$

Rychlost w se při výpočtu Reynoldse takzvaně „nastřelí“ a na konci výpočtu se provede kontrola, ze které vyjde skutečná rychlost. Následně se dosadí zpět do tohoto vzorce a výpočet přepočteme. Iterace tohoto výpočtu již byla provedena v programu Excel, takže dosazená rychlost je již po korekci.

Kinetická viskozita je určena pomocí programu EES. Tuto hodnotu můžeme najít v tabulkách, nebo ji získáme, když dynamickou viskozitu podělíme hustotou.

$$Re = \frac{w \cdot L}{\nu} \quad [-] \quad (15.11)$$

$$Re = \frac{0,86 \cdot 0,037}{1,03 \cdot 10^{-6}} = 30952 [-]$$

kde,

$$L \quad \text{vnitřní průměr trubky} \quad [m]$$

Reynoldsovo kritérium dokázalo, že proudění v trubkách je turbulentní. Proto budeme pokračovat Nusseltovou rovnicí pro turbulentní proudění

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L \quad [-] \quad (15.12)$$

Prandtlovo kritérium určíme pomocí programu EES.

$$Pr = 0,64 [-]$$

$$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad [-] \quad (15.13)$$

$$Pr_s = \frac{\nu}{a} = \frac{1,028 \cdot 10^{-6}}{1,27 \cdot 10^{-5}} = 0,0805$$

$$a = \frac{\lambda}{C_p \cdot \rho} = \frac{47}{469 \cdot 7850} = 1,27 \cdot 10^{-5} \quad [-] \quad (15.14)$$

Dosazení do rovnice (15.13)

$$\varepsilon_t = \left(\frac{0,64}{0,0805} \right)^{0,25} = 1,68 [-]$$

kde,

$$\lambda \quad \text{prostup tepla stěnou trubky} \quad [W/(m \cdot K)]$$

$$C_p \quad \text{měrná tepelná kapacita trubky} \quad [J/(kg \cdot K)]$$

$$\rho \quad \text{hustota stěny trubky} \quad [kg/m^3]$$

$$Re'_{kr} = \frac{16,4}{\sqrt{\frac{d}{R}}} \quad [-](15.15)$$

$$Re'_{kr} = \frac{16,4}{\sqrt{\frac{0,042}{0,021}}} = 11,6[-]$$

$$Re''_{kr} = 185000 \cdot \left(\frac{d}{2 \cdot R}\right)^{0,28} \quad [-](15.16)$$

$$Re''_{kr} = 185000 \cdot \left(\frac{0,042}{2 \cdot 0,021}\right)^{0,28} = 18524,62[-]$$

$$Re'_{kr} < Re < Re''_{kr} \quad (15.17)$$

$$11,6 < 30952 < 18524,62 \rightarrow \text{NEPLATÍ}$$

Pokud platí rovnice (15.17) pak je $\varepsilon_R = 1$.

$$Re > Re''_{kr} \quad (15.18)$$

$$30952 > 18524,62 \rightarrow \text{PLATÍ}$$

Pokud platí rovnice (15.18) pak použijeme vzorec

$$\varepsilon_R = 1 + 1,8 \cdot \left(\frac{d}{R}\right) \quad (15.19)$$

$$\varepsilon_R = 1 + 1,8 \cdot \left(\frac{0,042}{0,021}\right) = 4,617[-]$$

$$\varepsilon_L = 1[-]$$

Hodnoty dosadíme do rovnice (15.12).

$$Nu = 0,021 \cdot 30952^{0,8} \cdot 0,64^{0,43} \cdot 1,68 \cdot 4,617 \cdot 1 = 255[-]$$

Dosadíme do rovnice (15.9)

$$\alpha = \frac{242,9 \cdot 0,611}{0,037} = 4216,3 [W/(m^2 \cdot K)]$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_1}{d_2}\right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \quad [W/(m^2 \cdot K)](15.13)$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{4010,93 \cdot 0,037} + \frac{1}{2 \cdot 47} \cdot \ln\left(\frac{0,042}{0,037}\right) + \frac{1}{81,34 \cdot 0,042}} = 10,5 [W/(m^2 \cdot K)]$$

Dosadíme do rovnice (14.26).

$$S = \frac{\dot{Q}_v}{k \cdot t_{stř}} = \frac{732550}{10,45 \cdot 121,23} = 159,8 [m^2]$$

Potřebnou délku trubek a další rozměry výměníku získáme z rovnice (14.27-14.32):

$$o_t = 2 \cdot \pi \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot 0,021 = 0,13195 [m]$$

$$l = \frac{S}{o_t} = \frac{159,8}{0,1319} = 1414,8 [m]$$

Stanovení délkových rozměrů výměníku:

Rozměry kanálu volím s ohledem na tlakovou ztrátu. Délka kanálu $l_k = 4 [m]$ a šířka $b_k = 4 [m]$. Vzdálenosti trubek od sebe volím na základě doporučení literatury [2]
 $S1 = 2 \cdot d$ a $S2 = 1,5 \cdot d$

$$n = \frac{l}{l_k} = \frac{1414,8}{4} = 353,7 \rightarrow 354 [-]$$

Počet r' trubek zaokrouhluji nahoru na 354.

$$n_{vs} = \left(\frac{b_k}{S1} \right) - 1 = \left(\frac{4}{0,042 \cdot 2} \right) - 1 = 46,39 \rightarrow 46 [-]$$

Počet trubek v kanále vedle sebe bude 46.

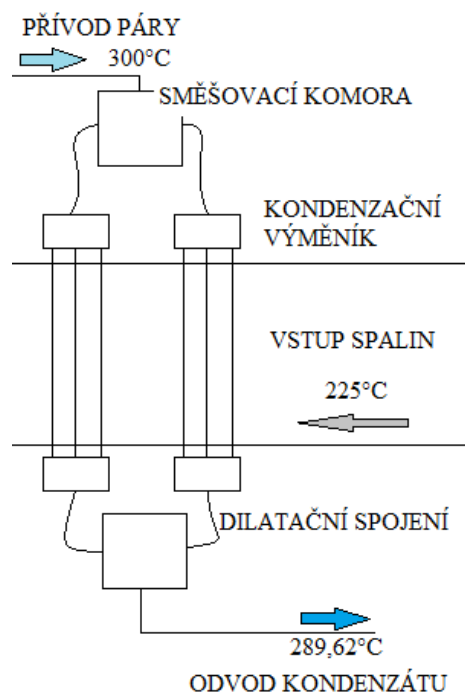
$$n_{řad} = \frac{n}{n_{vs}} = \frac{354}{46} = 7,7 \rightarrow 8 [-]$$

Počet řad nad sebou v uspořádání „na střídačku“ bude 8.

$$v_v = n_{řad} \cdot S2 = 8 \cdot 1,5 \cdot 0,042 = 0,5 [m]$$

15.3 Výpočet kondenzačního výměníku

Následující část kapitoly se bude zabývat využitím latentního tepla. Tento výměník je zapojený v sérii s parním výměníkem. Z parního výměníku přichází pára s parametry cca 10°C nad teplotou saturace. Pára ve výměníku zkondenzuje a je odváděna čerpadlem. Kondenzace zde probíhá ve svislých trubkách.



Obr. 15.2 – Schéma kondenzační části výměníku

Ve výpočtu vycházíme z konvekce při změně skupenství.

$$\alpha = \frac{1}{L} \int_0^L \alpha_x \cdot dx = c \cdot \left[\frac{\lambda^3 \cdot g \cdot (\rho - \rho'') \cdot \ell_v}{v \cdot (t_{nas} - t_s) \cdot L} \right]^{0,25} \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (15.14)$$

kde,

L	charakteristický rozměr výška stěny	$[m]$
ρ	hustota kondenzátu	$[kg/m^3]$
ρ''	hustota nasycené páry	$[kg/m^3]$
ℓ_v	výparné teplo vody	$[J/kg]$
c	konstanta zohledňující polohu trubek	$[-]$
t	střední teplota blány kondenzátu	$[^\circ C]$
λ	prostup tepla párou	$[W/(m \cdot K)]$

Do vzorce dosadíme koeficient $c=1,13$, který je určen dle literatury [3]

Hodnoty určené pomocí programu EES		
λ	0,5658	$[W/(m \cdot K)]$
ρ	732,84	$[kg/m^3]$
ρ''	38,8	$[kg/m^3]$
ℓ_v	24535000	$[J/kg]$
v	1,226E-06	$[m^2/s]$

Tab. 15.3 – Hodnoty potřebné k výpočtu

$$\alpha = 1,13 \cdot \left[\frac{0,5658^3 \cdot 9,81 \cdot (732,8 - 38,8) \cdot 2453000}{1,226 \cdot 10^{-6} \cdot (294,8 - 291,21) \cdot 4} \right]^{0,25} = 7270,76 [W/(m^2 \cdot K)]$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{7270,76 \cdot 0,037} + \frac{1}{2,47 \cdot \ln\left(\frac{0,042}{0,037}\right)} + \frac{1}{81,34 \cdot 0,042}} = 19,7 [W/(m^2 \cdot K)]$$

Dosazení do rovnice (14.26)

$$S = \frac{\dot{Q}_v}{k \cdot t_{stř}} = \frac{2767855}{19,7 \cdot 59} = 455,6 [m^2]$$

$$t_{stř} = \frac{(289,62 - 235,8) - (289,62 - 225)}{\ln\left(\frac{289,62 - 235,8}{289,62 - 225}\right)} = 59 [^{\circ}C]$$

Navržené potrubí je stejné jako potrubí u parního výměníku.

Navržené potrubí 42,2x2,6mm		
vnější průměr	0,0422	[m]
vnitřní průměr	0,037	[m]
tloušťka stěny	0,0026	[m]
střední průměr	0,0396	[m]
plocha průřezu	0,00123	[m ²]
prostup tepla λ	47	[W/(m.K)]

Tab. 15.4 – Základní rozměry navrženého potrubí

Dosazení d rovnic (14.27-14.32)

$$o_t = 2 \cdot \pi \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot 0,021 = 0,13195 [m]$$

$$l = \frac{S}{o_t} = \frac{455,6}{0,1319} = 3674 [m]$$

Stanovení délkových rozměrů výměníku:

Rozměry kanálu volím s ohledem na tlakovou ztrátu. Délka kanálu $l_k = 4 [m]$ a šířka $b_k = 4 [m]$. Vzdálenosti trubek od sebe volím na základě doporučení literatury [2]
 $S1 = 2 \cdot d$ a $S2 = 1,5 \cdot d$.

$$n = \frac{l}{l_k} = \frac{3674}{4} = 918,5 \rightarrow 919 [-]$$

$$n_{vs} = \left(\frac{b_k}{S1} \right) - 1 = \left(\frac{4}{0,042 \cdot 2} \right) - 1 = 46,4 [-]$$

Počet trubek v kanále vedle sebe bude 46.

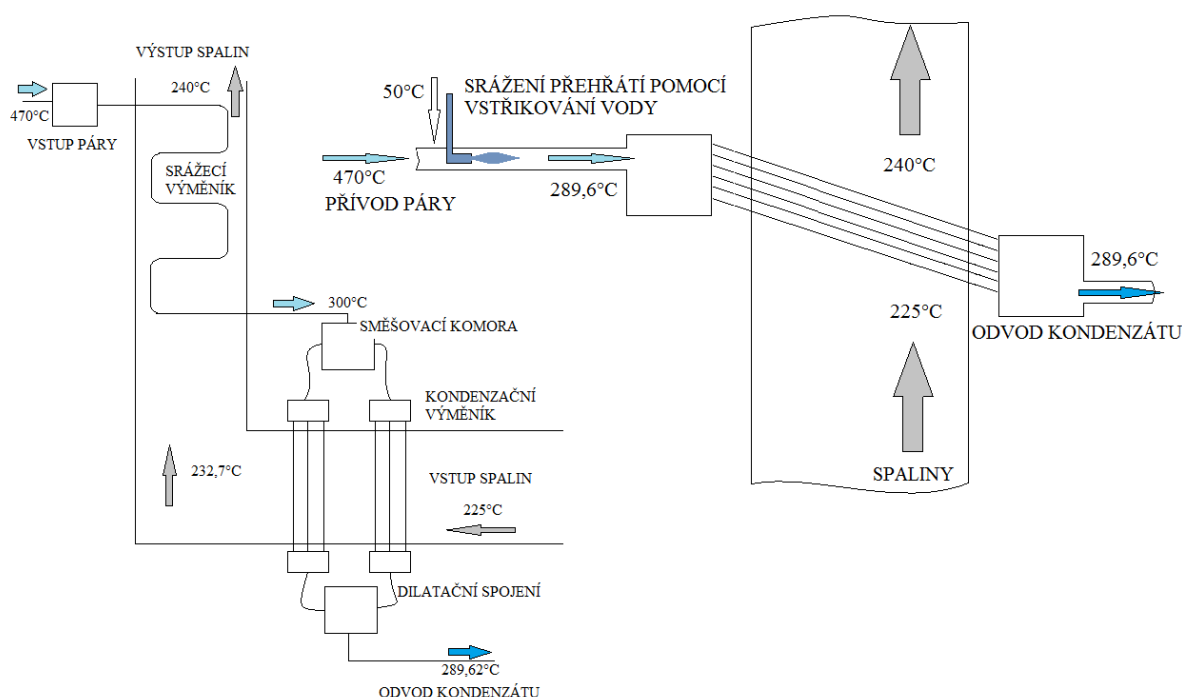
$$n_{rad} = \frac{n}{n_{vs}} = \frac{919}{46} = 19,9 \rightarrow 20[-]$$

Počet řad nad sebou v uspořádání „na střídačku“ bude 20

$$v_v = n_{rad} \cdot S_2 = 20,5,0,042 = 0,72[m]$$

16.Srovnání obou typů výměníků

Úkolem tepelných výměníků v této diplomové práci je ohřát spaliny na teplotu, ve které by bylo optimální zavést čínidlo, aby reakce proběhla v ideálních podmínkách. Způsob předání tepla se liší v teplonosném médiu typem paliva jenž dodá tomuto médiu energii..Mohou zde být použity plynná, kapalná nebo tuhá paliva. Pro návrh denitrifikace ve variantě „Tail End“ bylo zvoleno tuhé fosilní palivo (černé uhlí), které se používá jako palivo v teplárně pro kterou je jednotka navrhována. Energie předaná z uhlí do páry je primárně určena pro výrobu tepla a elektrické energie. Odběrem asi 1% páry z místa před turbínou získáme dostatek energie pro stálý provoz denitrifikační jednotky. Výměník tepla, v němž dochází k předání energie z páry na spaliny je v této práci proveden ve dvou variantách. V obou se jedná o kondenzační výměníky tepla, ale liší se v provedení, využití teplotního spádu páry a v poslední řadě i literaturou podle které byl výpočet proveden.



Obr. 16.1– Vlevo varianta č.1. a vpravo varianta č.2

16.1 Varianta č. 1

Výměník tepla se skládá ze dvou sériově zapojených výměníků, z nichž jeden je srážecí a druhý kondenzační. Do srážecího výměníku vstupuje pára o teplotě 470°C a vystupuje s teplotou 300°C . Ve výměníku se srazí přehřátí páry a ta pokračuje dále do části kondenzační, kde se přemění na vodu a je odváděna pryč.

Výhodou této varianty je využití celého teplotního spádu a možnost regulace teploty spalin pomocí kondenzačního výměníku. U kondenzačního výměníku je výhodnější mít svislé trubky, protože pára kondenzující uvnitř trubek odtéká celým průřezem a uvolňuje prostor pro další kondenzaci. Dále pak regulace zatopením části trubek je účinnější než u horizontálních, kde je skoro nepoužitelná.

Nevýhoda je, že takto navržený výměník zvětšuje zastavěnou plochu a je náročnější na konstrukci z důvodu přechodu páry mezi výměníky a potřebou více směšovacích komor. Kvůli svislým trubkám v kondenzační části je kanál spalin nutné vést vodorovně, což přidá dvě kolena a naroste tlaková ztráta. S vyšší tlakovou ztrátou narůstá i spotřeba energie u spalinového ventilátoru.

16.2 Varianta č. 2

Výměník ve variantě číslo 2 není dělený a je to jen jedna část a to kondenzační. Oproti první variantě jsou zde použity trubky s lepším přenosem tepla, aby plocha výměníku nebyla příliš velká. Je použita pára o stejných parametrech jako v předchozím případě jen s tím rozdílem, že se upraví tak, aby na vstupu do výměníku měla teplotu na mezi sytosti. To znamená, že výměník využívá jen skupenského tepla vody a nevyužije celého potenciálu páry.

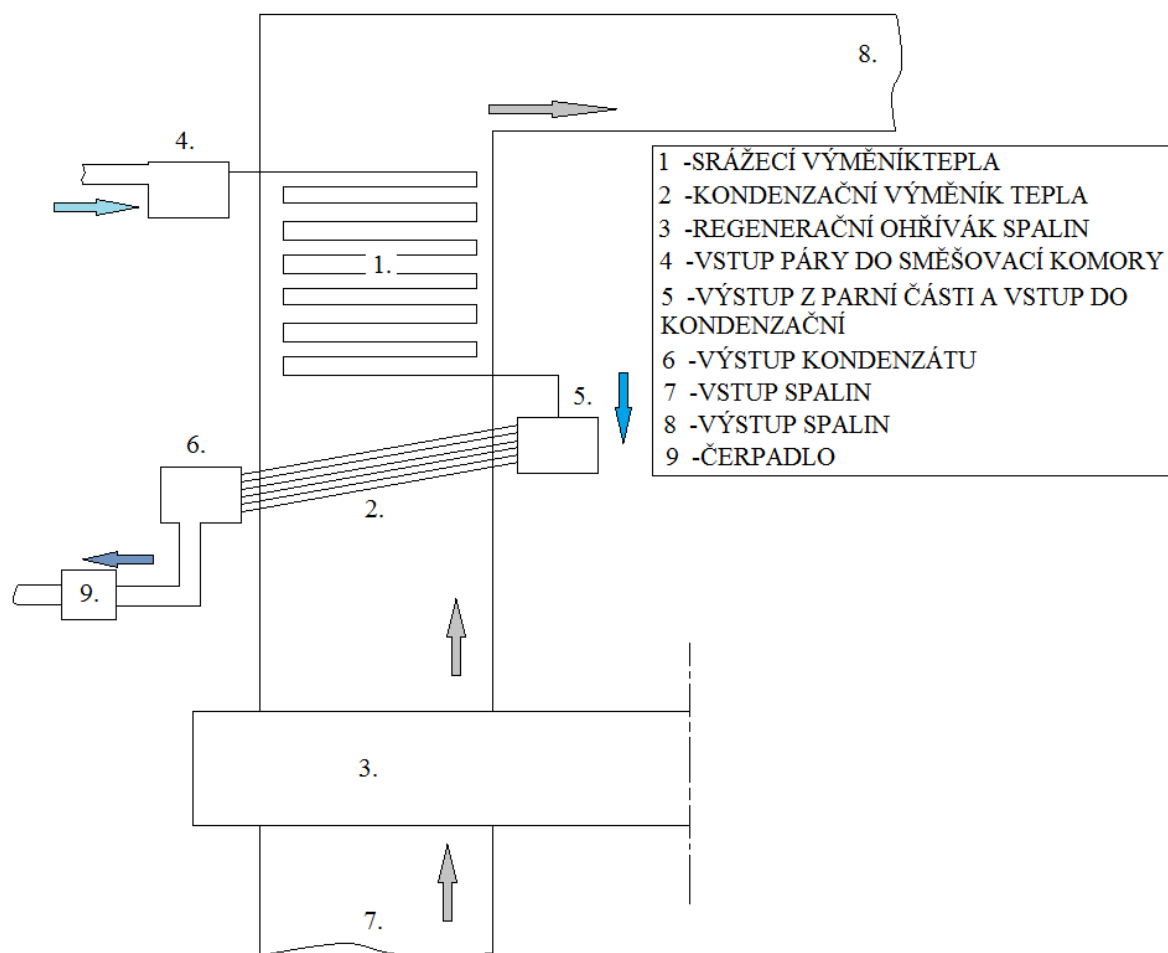
Výhodou je jednodušší konstrukce a i když je výměník větších rozměrů, než ve variantě č. 1 tak zmenší zastavěnou plochu celé jednotky SCR absencí vodorovné části kanálu. Dalším kladem tohoto výměníku je fakt, že vstřikování vody nám sice sníží teplotu páry, ale na druhou stranu ji odebíráme méně.

Nevýhoda je menší možnost regulace kvůli horizontálně situovaným trubkám, které se rychleji zaplní vodou. Dále pak větší teplo směnná plocha způsobená menším teplotním spádem.

16.3 Schéma doporučeného výměníku tepla

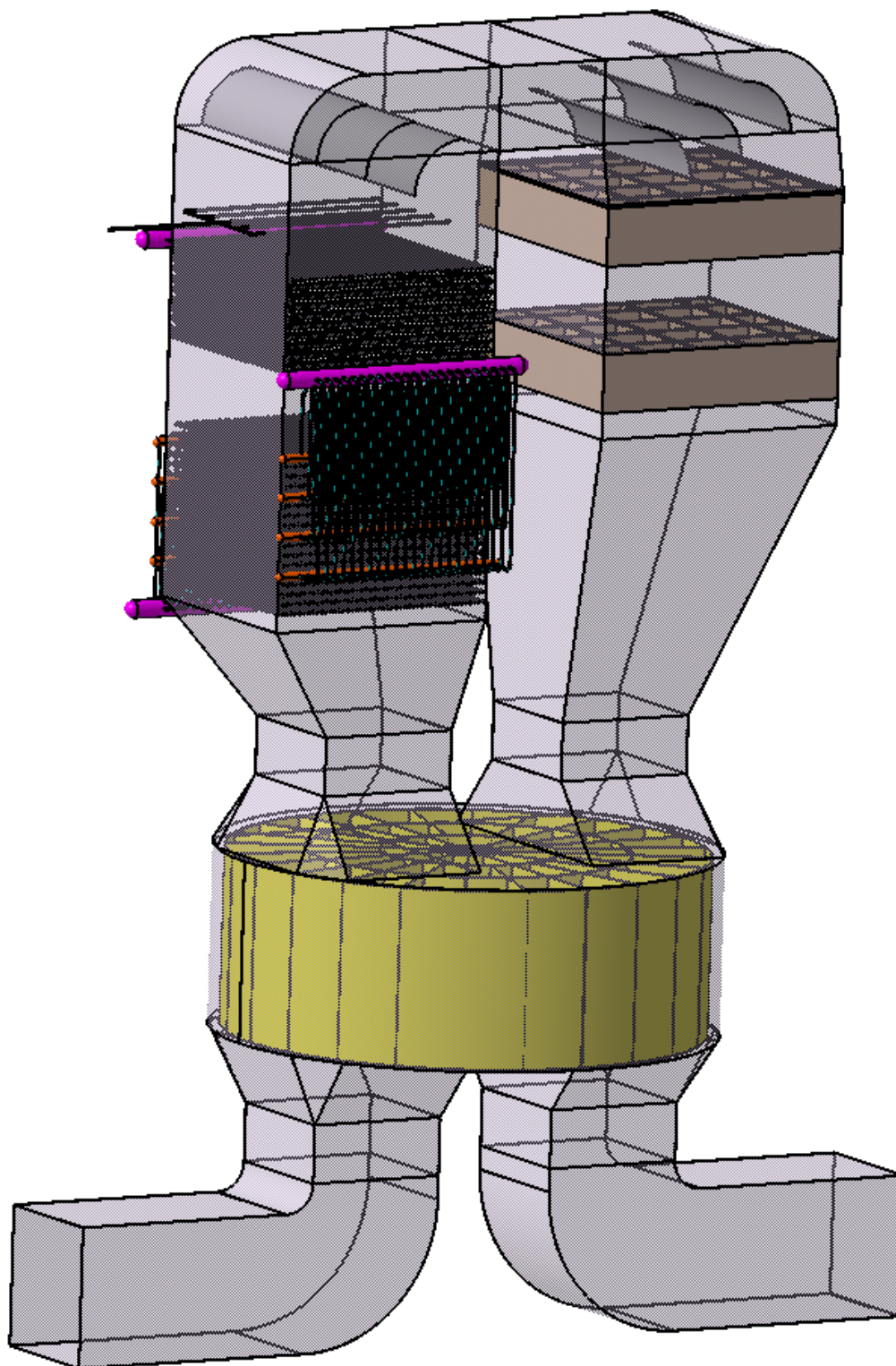
Nejvýhodnější by bylo vytvořit kombinaci těchto variant za použití srážecího a kondenzačního výměníku s horizontálními trubkami. Tak bude využitý celý teplotní spád páry. Teplo směnná plocha výměníku bude menší a zároveň se zmenší i zastavěná plocha. Upotřebená pára přeměněná na vodu má pořád vysokou teplotu i tlak a může být použita například pro ohřev napájecí vody do kotle.

Na výkrese je zařazený do sestavy tento kombinovaný výměník, který nalezneme v pozicích 3 a 4. Dále následuje schéma.



Obr. 16.2 – Schéma kombinace výměníku srážecího a kondenzačního

17.Celkový koncept zařízení



18. Závěr

V této diplomové práci jsem provedl základní návrh konceptu jednotky SCR ve variantě Tail End pro spaliny ze zdroje spalujícího černé uhlí, který je vybaven polosuchou metodou odsiřování. Soustředil jsem se především na tepelnou bilanci systému, tj. návrh způsobu dosažení odpovídající teplotě spalin v systému. Pro zadané teplotní okno provozu katalytické vrstvy jsem tedy navrhl způsob ohřevu spalin, který se skládá z regeneračního výměníku tepla spaliny – spaliny a rekuperačního výměníku tepla pro dohřev spalin vy systému Tail End. Dohřev spalin jsem koncipoval jako systém rekuperačních výměníků, do kterých je jako topné médium pro ohřev spalin přivedená pára o určitých parametrech. Pára je postupně ve výměnících v první variantě ochlazována na mez sytosti ve výměníku, v druhé variantě pak je proveden vstřík kondenzátu, dále pak je pára o teplotě 10°C nad teplotou sytosti přiváděná do kondenzačního výměníku. Z kondenzačního výměníku je pak odváděn kondenzát. Byly navrženy základní parametry a geometrie výměníku.

Technologie denitrifikace spalin SCR Tail End je systémem již provozně dlouhodobě prověřeným, především je však spojen, díky nutnosti dohřevu spalin, s redukcí emisí ze spalin především ve spalovnách komunálního odpadu. Zde se pro dohřev, přihřev spalin používá především zemní plyn. Lze však v současnosti nalézt v Evropě i jednotky pracující v teplotěnském režimu, které jsou vybaveny systémem SCR Tail End. Pro přihřev spalin se pak používá pára odpovídajících parametrů, kde provozní náklady ve srovnání s plynem jsou příznivější. Použití polosuché metody odsiřování, kde dochází k výrazné redukci SO₃ umožňuje práci katalyzátorů v teplotách i kolem 230°C.

Výhodou systému SCR Tail End je především jeho výstavba nezávislá na provozu jednotky. Čas nutný na odstavení jednotky je časem na propojení kouřovodů, jinak není nutný žádný zásah do kotle ani jeho periferii jako tomu je u High Dust.

Systém SCR pak obecně nabízí garanci dosažení i budoucích emisních limitů dle BAT.

V této práci jsem se snažil koncepčně navrhnout zařízení tak, aby snižovalo emise dusíku o 77% a to z 650 [mgNO_x/mN₃] na 150 [mgNO_x/mN₃]. V první části jsem ze spalovaného paliva a množství vzniklých spalin zjistil jejich procentuální složení. Tím, že se zařízení nachází jako poslední článek odlučování škodlivin tak nebylo potřeba brát v potaz látky (síra, pevné částice, atd.), které by měly negativní vliv na jednotlivé části zařízení. Ze známých údajů jsem vypočítal spotřebu čpavku 24,3 [kgNH₃/hod], respektive jeho 25% roztoku, jenž činí 97,2 [kgONH₃/hod]. Selektivní katalytická redukce NO_x potřebuje pro správný průběh

reakce katalyzátor, což je v obecné definici látka, která vstupující do chemické reakce a vystoupí z ní v nezměněném stavu. V jednotce se nachází v druhém tahu před vstupem do regeneračního ohříváku a je potřeba znát její rozměry, které jsme zjistili výpočtem. Rozměry katalyzátoru jsou $4,5 \times 4,5$ [m] a na výšku $0,95$ [m]. Další zařízení, které je potřeba do jednotky SCR navrhnout je Ljungsroemův regenerační ohřívák. Ten využije teplo, kterým bylo dosaženo TO a předá ho vstupním spalínám. Navržené rozměry rotoru tohoto ohříváku jsou, $8,5$ [m] a výška 3 [m]. Tyto rozměry by měly zaručit optimální chod jednotky SCR. V dalších dvou kapitolách jsou navrženy dva typy výměníků tepla na dohřívání spalin k hodnotě TO. První variantě je navržen výměník dělený a to na část parní a kondenzační. Nevýhoda této varianty je že kondenzace probíhá ve svislých trubkách a kanál, v němž proudí spaliny, musí být horizontálně umístěný. Kanál je v této části široký 4×4 [m] a pro tyto rozměry je výměník navržený. Parní část bude v kanále zabírat $0,5$ [m] a kondenzační $0,72$ [m] výměník je v porovnání s druhou variantou menší a to kvůli teplotnímu spádu, který je u děleného větší. V druhé variantě je již zmiňovaný kondenzační výměník s horizontálně uloženými trubkami. Jeho velikost v kanále je $2,6$ [m], což je o poznání větší než v předchozí variantě, ale zase kanál, ve kterém je výměník situován, může být svislý a to ušetří zastavěný prostor.

Na základě provedených výpočtů byly sestaveny dvě varianty výměníků. Za neoptimálnější řešení považuji kombinaci obou variant, kdy z první varianty dojde k využití parního výměníku a z druhé kondenzačního výměníku s horizontálními trubkami. Při volbě varianty také záleží na prostoru, který máme k dispozici. Pokud jsme limitováni prostorem, je optimální varianta č. 2, která spoří zastavěnou plochu. Oproti variantě č. 2 má varianta č. 1 větší rozměry, ale hlavní pozitiva jsou spatřovány v její regulaci.

Použitá literatura

- [1] DLOUHÝ, T.: *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Praha: České vysoké učení technické, 2011, 212 s., ISBN 978-80-01-03757-7.
- [2] ČERNÝ, B; JANEBA, B; TEYSSLER, J :*Parní kotle*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1983. 862 s.
- [3] KADLEC, Z.: *Průvodce sdílením tepla*. Ostrava:Edice SPBI SPEKTRUM, 2009. 100s. ISBN 978-80-7385-061-6
- [4] *Tvorba škodlivin při spalování* [online]. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Výzkumné energetické centrum, [cit. 2015-5-12]. Dostupný z WWW: <<http://vec.vsb.cz/cs/doc/tvorba.pdf>>
- [5] NELLIS, G; KLEIN, S.: *Heat Transfer*. New York: Cambridge University Press, 2009, 1143 s., ISBN 978-0-521-88107-4 vázaná kniha
- [6] PROJEK MPO ČR. *Referenční dokumenty o nejlepších technikách (BREF) pro velká spalovací zařízení*. Praha, Listopad 2003. 588 s.
- [7] *Mehldau & Steifath Umwelttechnik GmbH* [online]. Ist das SNCR – Verfahren noch Stand der Technik, Berlin 2008.pdf, [cit. 2015-5-12]. Dostupný z WWW: <<http://www.ms-umwelt.de>>
- [8] VEJVODA, J; MACHAČ, P; BURYAN, P.: *Technologie ochrany ovzduší a čištění odpadních plynů*. Praha: Vysoká škola cheicko.technologická, 2002[cit. 2015-5-12]., 230 s
- [9] VD-Heat Atlas. Berlin: Springer – Verlag Berlin Heidelberg, 2010, 1608 s., ISBN 978-3-540-77876-9.
- [10] MAREŠ, R; ŠIFNER, O; KADRNOŽKA, J.: *Tabulky vlastností vody a páry*. Brno: Vysoké učení technické, 1999, 156 s., ISBN 80-214-1316-6.
- [11] EPA. *Selective Catalytic Reduction USA2000* [cit. 2015-05-16]. Dostupné z WWW: <<http://www.epa.gov/>>
- [12] PBS Brno [online]. 2015 [cit. 2015-05-4]. Obrázky. Dostupné z WWW: <<http://www.pbs.cz/>>

- [13] Profitall [online]. 2012-2015 [cit. 2015-05-14]. Obrázky. Dostupné z WWW:
<<http://www.profitall.cz/>>.
- [14] ZVVZ GROUP [online]. 2015 [cit. 2015-05-14]. Obrázek. Dostupné z WWW:
<<http://www.zvvz.cz/>>
- [15] MVČR [online]. 2015 [cit. 2015-05-17]. Emisní limit. Dostupné z WWW:
<<http://www.mvcr.cz/>>
- [16] ČHÚ [online]. 2015 [cit. 2015-05-17]. Statistika emisí NO_x. Dostupné z WWW:
<<http://www.chmi.cz/>>
- [17] IBLER, Z. a kol.: *Technický průvodce energetika*. Praha: BEN-technická literatura, 2002.
- [18] KOLAT, P.: *Přenos tepla a hmoty*. Skripta VŠB.Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1987.

Seznam příloh

Příloha č. 1: Výkres sestavy (formát: A0)

Příloha č. 2: Výkres sestavy (formát: A2)

Příloha č. 3: CD s obsahem DP a přílohami

